



TUGAS AKHIR – TM 145648

**RANCANG BANGUN MESIN PEMBENTUK KAWAT PEGAS
LURUS MENJADI KAWAT PEGAS SPIRAL BERTDIAMETER
1.5 mm**

ALIFFIAN BINTANG PRIYANGGA
NRP. 2114 039 024

LOLITA LARASWATI
NRP. 2114 039 035

Dosen Pembimbing
Ir. Suhariyanto, M.Sc

Instruktur Pembimbing
R. Soewandi B.E, SPd

DEPARTEMEN D-3 TEKNIK MESIN INDUSTRI
KERJASAMA ITS – DISNAKERTRANSDUK SURABAYA
JAWA TIMUR
Fakultas Vokasi
Institut Teknologi Sepuluh Nopember
Surabaya 2017



TUGAS AKHIR – TM 145648

**RANCANG BANGUN MESIN PEMBENTUK KAWAT
PEGAS LURUS MENJADI KAWAT PEGAS SPIRAL
BERDIAMETER 1.5 mm**

**ALIFFIAN BINTANG PRIYANGGA
NRP. 2114 039 024**

**LOLITA LARASWATI
NRP. 2114 039 035**

**Dosen Pembimbing
Ir. Suhariyanto, M.Sc**

**Instruktur Pembimbing
R. Soewandi B.E, SPd**

**DEPARTEMEN D-3 TEKNIK MESIN INDUSTRI
KERJASAMA ITS – DISNAKERTRANSDUK SURABAYA
JAWA TIMUR
Fakultas Vokasi
Institut Teknologi Sepuluh Nopember
Surabaya 2017**



FINAL PROJECT – TM 145648

**BUILDING PLAN OF STRAIGHT SPRING WIRE
MACHINE BECOMES SPIRAL SPRING WIRE WITH
A DIAMETER OF 1.5 mm**

**ALIFFIAN BINTANG PRIYANGGA
NRP. 2114 039 024**

**LOLITA LARASWATI
NRP. 2114 039 035**

**Counsellor Lecturer
Ir. Suhariyanto, M.Sc**

**Counsellor Intructor
R. Soewandi B.E, SPd**

**DEPARTMENT OF D-3 ENGINEERING INDUSTRY
MACHINE
COOPERATION ITS - DISNAKERTRANSDUK
SURABAYA EAST JAVA
Faculty of Vocational
Institute of Technology Sepuluh Nopember
Surabaya 2017**

**LEMBAR PENGESAHAN
TUGAS AKHIR**

**RANCANG BANGUN MESIN PEMBENTUK KAWAT
PEGAS LURUS MENJADI KAWAT PEGAS SPIRAL
BERDIAMETER 1,5 mm**

Diajukan Guna Memenuhi Salah Satu Syarat
Memperoleh Gelar Ahli Madya
Pada Bidang Studi Elemen Mesin
Program Studi D3 Teknik Mesin
DISNAKERTRANSDUK-ITS
Fakultas Vokasi
Institut Teknologi Sepuluh Nopember

Oleh:

Aliffian Bintang Priyanga

NRP. 2114 039 024

Lolita Laraswati

NRP. 2114 039 035

Diserujui oleh Pembimbing Tugas Akhir

Dosen Pembimbing

Instruktur Pembimbing

Ir. Subariyanto, M.Sc

R. Soewandi, BE, S.Pd

NIP. 19620424 198903 1 005

NIP. 19610421 198701 1 001

**Surabaya
Juli 2017**

RANCANG BANGUN MESIN PEMBENTUK KAWAT PEGAS LURUS MENJADI KAWAT PEGAS SPIRAL BERDIAMETER 1.5 MM

Nama Mahasiswa	: Aliffian Bintang Priyangga
NRP	: 2114-039-024
Nama Mahasiswa	: Lolita Laraswati
NRP	: 2114-039-035
Jurusan	: D3 Teknik Mesin Produksi Kerjasama Disnakertransduk FTI-ITS
Dosen pembimbing	: Ir. Suhariyanto, M.Sc
Instruktur Pembimbing	: R.Soewandi, BE, S.Pd

Abstrak

Proses pembuatan kawat pegas spiral pada UD. Makmur Jaya masih dilakukan secara manual. Cara manual ini membutuhkan waktu yang cukup lama. Oleh karena itu dirancang alat bantu untuk meningkatkan produktivitas UD. Makmur Jaya yaitu “Rancang Bangun Mesin Pembentuk Kawat Pegas Lurus menjadi Kawat Pegas Spiral berdiameter 1.5 mm”

Konsep desain mesin pembentuk pegas spiral ini memanfaatkan roll dan alur dalam proses pembentukan. Pergerakan roll ditunjang oleh sisten transmisi diantaranya dua pasang roda gigi dan belt pulley yang menerima daya dan putaran dari motor listrik AC.

Dari hasil perhitungan dan pengujian didapatkan spesifikasi transmisi diantaranya roda gigi lurus dimana pinion dan gear modul 2 dengan diameter luar 305 mm, 100 mm, dan 78 mm serta pulley 2 inch dan 8 inch dengan satu alur yang dihubungkan dengan sabuk v. sebagai sumber daya dan putaran digunakan motor listrik AC dengan daya 1 HP dengan putaran 1430 rpm.

Kata Kunci : kawat, roll, transmisi, kompresi

BUILDING PLAN OF STRAIGHT SPRING WIRE MACHINE BECOMES SPIRAL SPRING WIRE WITH A DIAMETER OF 1.5 MM

Name of Student : Aliffian Bintang Priyangga
NRP : 2114-039-024
Name of Student : Lolita Laraswati
NRP : 2114-039-035
Department : D3 Teknik Mesin Produksi
Kerjasama Disnakertransduk
FTI-ITS
Counsellor Lecturer : Ir. Suhariyanto, M.Sc
Counsellor Instructor : R.Soewandi, BE, S.Pd

Abstrak

The process of making spiral spring wire on UD. Makmur Jaya still done manually. This manual takes a long time. Therefore a tool to increase UD productivity. Makmur Jaya is "Design Build Wire-Shaping Machine Spread straight into Spiral Spiral Cable 1.5 mm diameter"

The concept of spiral spring forming machine design utilizes roll and. The movement of the roll is supported by a two-pair transmission cylinder and belt pulley that receives power and rotation of an AC power motor.

From the results of calculations and structured testing and teeth with outside diameters of 305 mm, 100 mm, and 78 mm and 2 inch and 8 inch pulleys with one groove connected with belt v. As power source and Round use AC power motor with power 1 HP with spin 1430 rpm.

Kata Kunci : wire, roll, transmission, compression

KATA PENGANTAR

Alhamdulillah, segala puji dan syukur kami panjatkan kehadirat Allah SWT. Karena atas ramat dan hidayahnya-Nya, tugas akhir yang berjudul **Rancang Bangun Mesin Pembentuk Kawat Pegas Lurus Menjadi Kawat Pegas Spiral Berdiameter 1.5 mm** ini dapat disusun dan diselesaikan dengan lancar.

Penelitian yang kami lakukan dalam rangka menyelesaikan mata kuliah Tugas Akhir yang merupakan salah satu persyaratan yang harus dipenuhi oleh setiap mahasiswa Program Studi D3 Departemen Teknik Mesin Industri Kerjasama Disnakertransduk Fakultas Vokasi - ITS, sesuai dengan kurikulum yang telah ditetapkan. Selain itu penelitian ini juga merupakan suatu bukti nyata yang diberikan almamater dalam rangka pengabdian masyarakat dalam bentuk teknologi tepat guna.

Banyak pihak yang telah membantu selama pengerjaan penelitian ini, oleh karena itu pada kesempatan ini kami sampaikan tarima kasih kepada :

1. Allah SWT dan junjungan besar kami, Nabi Muhammad SAW yang telah memberikan ketenangan dalam jiwa kami.
2. Bapak dan Ibu tercinta beserta kakak, adik, anggota keluarga, dan orang - orang yang kami cintai atas doa dan dukungannya.
3. Bapak Ir. Budi Luwar Sanyoto, M.T selaku dosen wali Departemen Teknik Mesin Industri Fakultas Vokasi – ITS yang telah banyak memberikan bimbingan dan nasehat kepada kami.
4. Bapak R. Soewandi B.E, S.Pd selaku instruktur pembimbing mata kuliah tugas akhir di UPT-PK Disnaker Surabaya.
5. Bapak Jiwo Mulyono, S.Pd selaku koordinator program studi D3 Teknik Mesin di UPT-PK

Disnakertransduk Surabaya.

6. Bapak Ir. Suhariyanto, M.Sc selaku koordinator mata kuliah tugas akhir dan dosen pembimbing Tugas Akhir.
7. Bapak Dr. Ir. Heru Mirmanto, MT selaku Kepala Departemen Teknik Mesin Industri yang telah memberikan bimbingan.
8. Bapak Dosen tim penguji yang telah memberikan kritik dan saran dalam penyempurnaan dan pengembangan Tugas Akhir ini.
9. Seluruh dosen dan staf pengajar Departemen D3 Teknik Mesin Industri Fakultas Vokasi-ITS, yang telah memberikan ilmunya dan membantu selama menimba ilmu di bangku kuliah.
10. Seluruh Keluarga FORKOM M3NER ITS serta berbagai pihak yang belum tertulis dan yang tidak mungkin disebutkan satu persatu yang telah berperan dalam pengerjaan penyusunan laporan ini.

Semoga segala keikhlasan dan kebaikan yang telah diberikan mendapatkan balasan yang terbaik dari Tuhan Yang Maha Esa, Amin.

Karena keterbatasan waktu dan kemampuan penulis, sebagai manusia biasa kami menyadari dalam penulisan ini masih terdapat beberapa kesalahan, keterbatasan, dan kekurangan. Oleh karena itu, kami mengharap kritik dan saran membangun sebagai masukan untuk penulis dan kesempurnaan Tugas Akhir ini. Semoga dengan penulisan Tugas Akhir ini dapat bermanfaat bagi semua pihak yang memerlukan, mahasiswa D3 Teknik Mesin Kerjasama Disnakertransduk Fakultas Vokasi - ITS pada khususnya.

Surabaya, Juli 2017

Penulis

DAFTAR ISI

HALAMAN JUDUL	i
LEMBAR PENGESAHAN	iii
ABSTRAK	iv
ABSTRACT	v
KATA PENGANTAR	vi
DAFTAR ISI	viii
DAFTAR GAMBAR	xii
DAFTAR TABEL	xiii
 BAB 1 PENDAHULUAN	 1
1.1 Latar Belakang	1
1.2 Rumusan Masalah	2
1.3 Batasan masalah	
1.4 Tujuan penelitian	
1.5 Manfaat penulisan	
1.6 Sistematika Penulisan.....	4
 BAB 2 tinjauan pustaka	 7
2.1 Sampah Organik dan Pupuk Kompos Organik	7
2.1.1 Sampah Organik	7
2.1.2 Pupuk Kompos	7
2.1.3 Proses Pengomposan	8
2.2 Perencanaan Gaya, Torsi dan Daya.....	13
2.2.1 Analisa Gaya	13
2.2.2 Torsi Pada Poros	14
2.2.3 Analisa Daya.....	14
2.3 Perencanaan <i>Pulley</i> dan <i>Belt</i>	14
2.3.1 Perencanaan Diameter <i>Pulley</i>	15
2.3.2 Prencanaan Daya	15
2.3.3 Perencanaan Pemilihan Tipe <i>Belt</i>	18
2.3.4 Kecepatan Linier Pada <i>Belt</i>	20
2.3.5 Perencanaan Panjang <i>Belt</i>	20
2.3.6 Sudut Kontak	21

2.3.7	Gaya Tarik <i>Belt</i>	22
2.3.8	Tegangan Maksimum yang Terjadi Pada <i>Belt</i>	23
2.3.9	Jumlah <i>Belt</i>	24
2.3.10	Prediksi Umur <i>Belt</i>	25
2.4	Perencanaan Poros	25
2.4.1	Hal-Hal Penting dalam Perencanaan Poros	26
2.4.2	Bahan Poros	28
2.4.3	Bidang Horisontal dan Vertikal	28
2.4.4	Momen Terbesar	29
2.4.5	Torsi Pada Poros	29
2.4.6	Diameter Poros	30
2.5	Perencanaan Pasak	31
2.5.1	Jenis Pasak	32
2.5.2	Tinjauan Terhadap Tegangan Geser	33
2.5.3	Tinjauan Terhadap Tegangan Kompresi	34
2.6	Perencanaan Bantalan	35
2.6.1	Klasifikasi Bantalan.....	36
2.6.2	Gaya Radial Bantalan	37
2.6.3	Beban Ekuivalen.....	38
2.6.4	Umur Bantalan	39
BAB 3	METODOLOGI	41
3.1	Diagram Alir (<i>flowchart</i>) Proses Pembuatan Mesin Pencacah Sampah Organik Sebagai Bahan Dasar Pupuk Kompos	41
3.2	Tahapan Pembuatan Mesin Pencacah Sampah Organik Sebagai Bahan Dasar Pupuk Kompos	42
3.3	Konsep Mesin Pecacah dan Pengepres Sampah Organik	45
3.4	Mekanisme Kerja Mesin Pencacah Sampah Organik.....	46
BAB 4	PERENCANAAN DAN PERHITUNGAN	49
4.1	Gaya yang dihasilkan	
4.1.1	Percobaan Gaya Pendorong	

- 4.1.2 Percobaan Gaya Puntir
- 4.1.3 Gaya Keseluruhan
- 4.2 Daya yang dihasilkan Motor
- 4.3 diameter pulley dan roda gigi
 - 4.3.1 perhitungan diameter pulley
 - 4.3.2 perhitungan diameter roda gigi
- 4.4 perhitungan dan pemilihan belt dan pulley
 - 4.4.1 menghitung daya perencanaan (Pd) dan torsi perencanaan (Td)
 - 4.4.2 pemilihan tipe belt
 - 4.4.3 kecepatan keliling belt
 - 4.4.4 panjang belt
 - 4.4.5 pengecekan jarak antar poros
 - 4.4.6 gaya-gaya pada belt
 - 4.4.7 tegangan maksimum pada belt
 - 4.4.8 pengecekan jumlah belt
 - 4.4.9 tegangan maksimum belt
 - 4.4.10 perhitungan umur belt
- 4.5 perhitungan roda gigi
 - 4.5.1 torsi pada roda gigi
 - 4.5.2 jumlah gigi dan diameter pitch pada roda gigi
 - 4.5.2.1 jumlah gigi roda gigi
 - 4.5.2.2 diameter pitch roda gigi
 - 4.5.3 gaya pada roda gigi
 - 4.5.3.1 gaya pada roda gigi penggerak
 - 4.5.3.2 gaya pada roda gigi yang digerakkan
 - 4.5.3.2.1 gaya pada roda gigi besar yang digerakkan
 - 4.5.3.2.1 gaya pada roda gigi kecil yang digerakkan
 - 4.5.4 lebar gigi pada roda gigi
- 4.6 perencanaan poros
 - 4.6.1 jenis bahan poros yang digunakan
 - 4.6.2 free body diagram (diagram benda bebas) pada poros bawah
 - 4.6.3 menghitung beban poros bawah
 - 4.6.3.1 tinjauan vertikal pada poros bawah
 - 4.6.3.2 tinjauan horizontal pada poros bawah

BAB V	PENUTUP	77
5.1	Kesimpulan	77
5.2	Saran	77

DAFTAR PUSTAKA

LAMPIRAN

DAFTAR GAMBAR

- Gambar 4.1 proses awal pembentukan dan pencarian gaya dorong
- Gambar 4.2 proses akhir pembentukan
- Gambar 4.3 percobaan membentuk kawat sesuai alur
- Gambar 4.4 sistem transmisi mesin pembentuk kawat pegas lurus menjadi kawat pegas spiral
- Gambar 4.5 sistem transmisi belt dan pulley
- Gambar 4.6 diagram pemilihan v-belt
- Gambar 4.7 dimensi v-belt
- Gambar 4.8 kecepatan keliling belt
- Gambar 4.9 roda gigi
- Gambar 4.10 free body diagram pada poros bawah
- Gambar 4.11 tinjauan vertikal pada poros bawah
- Gambar 4.12 potongan momen bending I vertikal
- Gambar 4.13 potongan momen bending II vertikal
- Gambar 4.14 potongan momen bending III vertikal
- Gambar 4.15 tinjauan horizontal pada poros bawah
- Gambar 4.16 potongan momen bending I horizontal

DAFTAR TABEL

Tabel 2.1	Bahan Pegas Silindris (menurut pemakaiannya)
Tabel 2.2	Modulus Geser (G) Bahan Pegas
Tabel 2.3	ball bearing service factors, F_s
Tabel 3.1	perbandingan alat yang lama dengan yang baru
Tabel 4.1	pengujian alat

BAB I

PENDAHULUAN

1.1 Latar Belakang

Industri adalah bidang yang menggunakan keterampilan dan ketekunan kerja serta penggunaan alat-alat di bidang pengolahan hasil bumi dengan distribusi sebagai dasarnya. Industri umumnya dikenal sebagai mata rantai dari usaha-usaha yang mencukupi kebutuhan (ekonomi). Industri umumnya berhubungan dengan bumi yaitu sesudah pertanian, perkebunan, dan pertambangan yang berhubungan erat dengan tanah. Bidang industri dibedakan menjadi dua, yaitu industri barang dan industri jasa. Cabang-cabang industri yang ada di Indonesia diantaranya adalah makanan dan minuman, tembakau, tekstil, pakaian jadi, barang dari kulit, barang dari kayu, barang dari kertas, kendaraan bermotor, peralatan komunikasi, furniture, dan industri pengolahan lainnya.

Furniture atau mebel adalah segala jenis barang yang meliputi kursi, meja, lemari pakaian, tempat tidur, laci, rak buku, dan lain-lain. Furniture atau mebel selain memiliki manfaat membuat rumah menjadi nyaman untuk beristirahat atau bekerja, furniture atau mebel juga membantu rumah menjadi lebih rapi. Berdasarkan data kementerian koordinator bidang perekonomian, industri furniture merupakan industri padat karya. Industri ini menyumbangkan penghasilan devisa dari ekspor sebesar US\$ 1,779 milyar di tahun 2017. Salah satu Industri Furniture yaitu tempat tidur memiliki lima jenis tempat tidur, yaitu tempat tidur busa, tempat tidur kapuk, tempat tidur pegas (*spring*), tempat tidur karet (*latex*), dan tempat tidur memory foam. Tempat tidur pegas (*spring*) terdiri dari banyak pegas dan lapisan busa. Semakin banyak jumlah pegas maka semakin bagus kualitas tempat tidur tersebut. *Springbed* atau tempat tidur pegas terdiri dari 140 pegas per meter persegi. Bahan

pelapisnya menggunakan busa, lateks, campuran keduanya, atau *memory foam*. Pegas akan menopang tubuh sampai titik tertentu dan kemudian memberi daya lontar kembali. Komponen *Springbed* terdiri atas pembungkus tempat tidur, lapisan bantalan, lalu penunjang dan penahan. Kain pembungkus *Springbed* berfungsi untuk membungkus seluruh isi tempat tidur. Lapisan bantalan berfungsi untuk menambah kenyamanan tempat tidur dan juga berfungsi untuk menyerap kelembapan dan keringat. Sedangkan penunjang dan penahan, umumnya berupa kumparan baja atau pegas tempaan. Semakin banyak pegas dan semakin tebal kawat yang digunakan, maka semakin baik daya tujuannya.

Seiring dengan perkembangan zaman, *Springbed* berkembang pesat sejak tahun 1970. Namun banyaknya pembuatan *spring* secara manual menyebabkan kurangnya efisien dan efektivitas produk. *Spring* yang kurang presisi juga menyebabkan rendahnya kualitas produk. Oleh karena itu dibuat Rancang Bangun Mesin Pembentuk Kawat Pegas Lurus Menjadi Kawat Pegas Spiral sebagai judul Tugas Akhir. Perancangan yang sederhana serta pengoperasian dan perawatan mesin yang cukup mudah diharapkan Mesin Pembentuk Kawat Pegas Spiral tersebut dapat meningkatkan hasil produksi kawat pegas untuk pembuatan *Springbed*.

1.2 Rumusan Masalah

Dari uraian diatas dapat disimpulkan permasalahan yang muncul dari penelitian “*Rancang Bangun Mesin Pembentuk Kawat Pegas Lurus Menjadi Kawat Pegas Spiral berdiameter 2mm*” ini adalah :

1. Bagaimana mendesain dan membuat alat *pembentuk kawat pegas lurus menjadi kawat pegas spiral* yang mampu bekerja dalam satu kali proses serta aman digunakan?

2. Bagaimana menghitung gaya maupun daya yang dibutuhkan mesin *pembentuk kawat pegas lurus menjadi kawat pegas spiral* dalam proses pembentukan kawat pegas?

3. Bagaimana mencari perhitungan elemen mesin dari *mesin pembentuk kawat pegas lurus menjadi kawat pegas spiral* seperti poros, pasak bearing, dan belt

4. Bagaimana *mesin pembentuk kawat pegas lurus menjadi kawat pegas spiral* mampu meningkatkan kapasitas produksi pada UD Jaya Makmur?

1.3 Batasan Masalah

Untuk mencapai tujuan perancangan dan memperjelas lingkup permasalahan yang akan dibahas, maka perlu ditentukan batasan-batasan masalahnya, yaitu mengenai “*Rancang Bangun Mesin Pembentuk Kawat Pegas Lurus Menjadi Kawat Pegas Spiral berdiameter 2mm*”. Dimana dalam batasan masalah ini diperlukan parameter-parameter yang nantinya dapat dijadikan acuan dalam pembahasan penulisan. Diantara parameter-parameter tersebut adalah :

1. Perhitungan macam dimensi dan sambungan rangka diasumsikan aman untuk pemakaian (untuk pengoperasian).
2. Getaran yang terjadi selama proses kerja system tidak mempengaruhi proses pemesinan.
3. Sistem kelistrikan tidak dibahas lebih lanjut.
4. Pemilihan komponen mesin diutamakan yang sudah ada di pasaran.

1.4 Tujuan Penulisan

Dengan mengacu pada latar belakang dan permasalahan diatas maka tujuan yang akan dicapai dari pembuatan “*Rancang Bangun*

Mesin Pembentuk Kawat Pegas Lurus Menjadi Kawat Pegas Spiral berdiameter 2mm” ini adalah :

1. Mendesain dan membuat alat pembentuk kawat pegas yang efektif dan efisien serta aman digunakan.
2. Menghitung gaya dan daya yang dibutuhkan mesin pembentuk kawat pegas lurus menjadi kawat pegas spiral dalam proses pembentukan kawat pegas.
3. Menghitung elemen mesin dari *mesin pembentuk kawat pegas lurus menjadi kawat pegas spiral* seperti poros, pasak bearing, dan belt
4. *mesin pembentuk kawat pegas lurus menjadi kawat pegas spiral* mampu meningkatkan kapasitas produksi pada UD Jaya Makmur

1.5 Manfaat Penulisan

Dengan adanya mesin pembentuk kawat pegas lurus menjadi kawat pegas piral ini diharapkan dapat memberikan manfaat sebagai berikut :

1. Dapat merancang serta mewujudkan mesin pembentuk kawat pegas.
2. Mendapatkan alat pembentuk kawat pegas yang dapat membantu proses pembentukan sehingga lebih mudah dan efisien.

1.6 Sistematika Penulisan

Penyusunan “*Rancang Bangun Mesin Pembentuk Kawat Pegas Lurus Menjadi Kawat Pegas Spiral Berdiameter 2mm*” ini terbagi dalam lima bab yang secara garis besar dapat dijelaskan sebagai berikut :

BAB I. PENDAHULUAN

Pada bab ini membahas bagaimana tinjauan umum tentang latar belakang masalah, tujuan, batasan masalah dan sistematika penulisan laporan “*Rancang Bangun Mesin Pembentuk Kawat Pegas Lurus Menjadi Kawat Pegas Spiral Berdiameter 2mm*”

BAB II. TINJAUAN PUSTAKA

Pada bab ini dijelaskan mengenai teori penunjang dan dasar perhitungan yang mendukung dalam pembuatan laporan “*Rancang Bangun Mesin Pembentuk Kawat Pegas Lurus Menjadi Kawat Pegas Spiral Berdiameter 2mm*”

BAB III. METODOLOGI

Pada bab ini akan dibahas mengenai metodologi perencanaan pembuatan alat, diagram alir pembuatan alat dan proses mekanisme kerja alat.

BAB IV. PERHITUNGAN DAN PEMBAHASAN

Pada bab ini dijelaskan mengenai pengujian elemen mesin yang didapat setelah perencanaan dan perhitungan elemen mesin.

BAB V. PENUTUP

Memuat kesimpulan berdasarkan tujuan “*Rancang Bangun Mesin Pembentuk Kawat Pegas Lurus Menjadi Kawat Pegas Spiral Berdiameter 2mm*” dan rumusan masalah yang dibuat.

DAFTAR PUSTAKA

LAMPIRAN

BAB II

TINJAUAN PUSTAKA

Dalam bab ini akan dibahas mengenai teori-teori dasar, rumusan, dan konsep yang melatar-belakangi perencanaan *"Rancang Bangun Mesin Pembentuk Kawat Pegas Lurus Menjadi Kawat Pegas Spiral Berdiameter 1,5 mm"*

2.1 Pegas

Pegas (*Spring*) banyak dipakai dalam berbagai konstruksi mesin, dalam penggunaannya pegas harus memberikan gaya yang susai, melunakkan tumbukan, menyerap dan menyimpan energy agar dapat mengurangi getaran, dan sebagainya. Pegas merupakan elemen yang elastis, dalam penggunaannya pegas terdeformasi pada waktu pembebanan dan menyimpan energy, bila beban dilepas pegas akan kembali seperti sebelum terbebani.

2.1.1 Fungsi Pegas

1. Menyimpan Energi

Pegas yang fungsi utamanya menyimpan energi antara lain dijumpai pada : penggerak jam, drum penggulung alat mainan, sebagai pengarah balik dari katup dan batang penggerak.

2. Melunakkan Kejutan

Pegas yang berfungsi untuk melunakkan kejutan (*shock*) antara lain dijumpai pada : pegas roda, gandar dan pegas kejut pada kendaraan bermotor.

3. Pendistribusian Gaya

Pegas yang berfungsi untuk mendistribusikan gaya antara lain : pegas pada pembebanan roda dari kendaraan, landasan mesin, dan sebagainya.

4. Elemen Ayun

Pegas ini antara lain dijumpai pada : pegas pemberat, penyekatan ayunan, pegas pembalik untuk menghentikan ayunan, dan sebagainya.

5. Pengukur

Contoh pada : timbangan, neraca pegas, *dynamometer*, dan alat-alat ukur yang lain.

6. Pembatas Gaya

Pegas ini dijumpai antara lain pada mesin pengepres, untuk memberikan batasan besarnya gaya yang bekerja, biasanya untuk keamanan.

2.1.2 Bahan Pegas

Bahan pegas dapat dilihat pada Tabel 2.1, sedangkan nilai modulus geser (G) dapat dilihat pada Tabel 2.2. Baja dengan penampang lingkaran paling banyak dipakai untuk pegas. Untuk pemakaian umum dengan diameter kawat sampai 9,2 mm biasanya dibuat dari kawat dengan pengerjaan dingin, atau kawat yang distemper dengan minyak. Untuk diameter kawat yang lebih besar dari 9,2 mm dibuat dari batang rol dengan pembentukan panas.

Baja yang paling umum dipakai untuk oegas yang dubentuk dengan panas adalah baja pegas (SUP) karena pembentukannya dilakukan pada temperature tinggi, maka perlu diberi perlakuan panas setelah dibentuk Baja tahan karat (SUS) dipakai pada keadaan lingkungan yang korosif. Bahan perunggu-posfor (PBN) merupakan bahan anti magnet dan mempunyai daya konduksi listrik yang baik.

Tabel 2.1 Bahan Pegas Silindris (menurut pemakaiannya)

Pemakaian	Bahan
Pegas (dibentuk panas)	SUP4, SUP6, SUP7, SUP9, SUP10, SUP11
Pegas biasa (dibentuk dingin)	SW, SWP, SUS, BSW, NSWS, PBW
Pegas tumpuan kendaraan	

Pegas untuk katup keamanan ketel	SUP4, SUP6, SUP7, SUP9, SUP11
Pegas untuk generator kecepatan	SWP, SUP6, SUP7, SUP9, SUP10
Pegas untuk katup	SWP, SUP4, SUP6, SUP7 (kawat ditempa dengan minyak)
Pegas tahan panas	SWPV (kawat ditempa dengan minyak)
Pegas tahan korosi	SUS
	SUS, BSW, NSW, PBW, BeCuW

Tabel 2.2 Modulus Geser (G) Bahan Pegas

Bahan	Lambang	G (kg/mm ²)
Baja pegas	SUP	8×10^3
Kawat baja keras	SW	8×10^3
Kawat piano	SWP	8×10^3
Kawat baja tahan karat (SUS 27; 32; 40)	SUS	$7,5 \times 10^3$
Kawat ditemper dengan minyak	-	8×10^3
Kawat kuningan	BsW	4×10^3
Kawat perak nikel	NSWS	4×10^3
Kawat perunggu fosfor	PBW	$4,5 \times 10^3$
Kawat tembaga perilium	BeCuW	5×10^3

2.2 Analisa Gaya dan Daya

2.2.1 Perhitungan Gaya

Sebelum pembuatan mesin dilakukan uji coba awal untuk mengetahui besarnya gaya pengerolan dan pembentukan pada kawat, dari percobaan akan dihasilkan gaya.

Setelah itu besarnya gaya pada pengerolan dan pembentukan pada kawat dapat dihitung dengan menggunakan rumus dengan menganalisa proses pengerolan dan pembentukan yang akan dilakukan :

$$F = F_a + F_b \quad \dots\dots\dots 2.1$$

Dimana :

F = Gaya Total (N)

F_a = Gaya Pengerolan (N)

F_b = Gaya Pembentukan (N)

2.2.2 Daya dan Torsi Perencanaan

Untuk keperluan perhitungandaya, maka terlebih dahulu dilakukan perhitungan untuk mendapatkan torsi. Hubungan antara daya dan torsi dapat digunakan persamaan:

Sumber: (Ref. 5 Hal 7)

$$T = F.r \quad \dots\dots\dots 2.2$$

Dimana :

T = torsi putaran roll (N.mm)

F = Gaya Total (N)

r = Jari-Jari Roll (mm)

setelah torsi dihitung melalui persamaan 2.2 kemudian Daya Motor dapat dicari dengan perhitungan :

$$P = \frac{T \cdot n_c}{9,74 \times 10^5} \dots\dots\dots 2.3$$

Dimana :

T = torsi (kgf.mm)

P = daya perencanaan (kW)

n_c = putaran cetakan (rpm)

2.3 Perhitungan Diameter Pulley dan Roda Gigi

Dengan mengetahui putaran pada motor, putaran pulley dan perencanaan diameter *pulley* penggerak maka dapat ditentukan diameter *pulley* yang digerakkan dapat diketahui dengan persamaan berikut:

$$\frac{n_1}{n_2} = \frac{D_2}{D_1} \dots\dots\dots 2.4$$

Dimana :

n_1 = putaran *pulley* penggerak (rpm)

n_2 = putaran *pulley* yang digerakkan (rpm)

D_2 = diameter pulley yang digerakkan (mm)

D_1 = diameter pulley penggerak (mm)

Dengan mengetahui putaran poros, putaran cetakan dan perencanaan diameter roda gigi penggerak maka dapat ditentukan diameter roda gigi yang digerakkan dapat diketahui dengan persamaan berikut:

$$\frac{d_4}{d_3} = \frac{n_3}{n_4} \dots\dots\dots 2.5$$

Dimana :

n_3 = putaran poros (*rpm*)

n_4 = putaran cetakan (*rpm*)

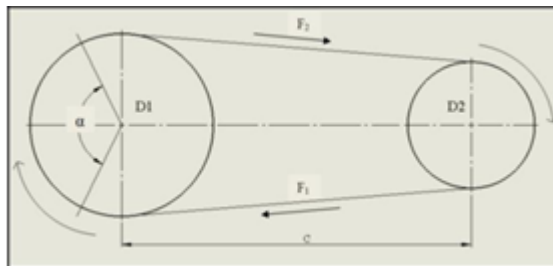
d_4 = diameter roda gigi digerakkan (*mm*)

d_3 = diameter roda gigi penggerak (*mm*)

2.4 Perhitungan dan Pemilihan Belt dan Pulley

Belt termasuk alat pemindah daya yang cukup sederhana dibandingkan rantai dan roda gigi. Belt terpasang pada dua buah puli atau lebih, puli pertama sebagai penggerak sedangkan puli kedua sebagai puli yang digerakkan. Sedangkan belt yang digunakan adalah jenis V-belt dengan penampang melintang berbentuk trapesium.

Jenis V-belt terbuat dari karet dan mempunyai penampang trapesium. Tenunan atau semacamnya dipergunakan sebagai inti sabuk untuk membawa tarikan yang besar. V-belt dibelitkan dikelilingi alur pulley yang berbentuk V-belt pula.



Gambar 2.1 Konstruksi belt dan pulley

2.4.1 Perhitungan Daya dan Torsi Perencanaan

Sebelum menentukan jenis belt yang akan digunakan, dihitung terlebih dahulu daya dan torsi perencanaan. Untuk mendapatkan torsi perencanaan dapat dihitung terlebih dahulu daya perencanaan dengan menggunakan persamaan :

$$P_d = P \cdot f_c \quad \dots\dots\dots 2.6$$

Dimana :

P_d = Daya Perencanaan (*watt*)

P = Daya Motor (*watt*)

f_c = *Safety Factor*

Setelah daya perencanaan telah di dapatkan maka torsi perencanaan dapat dihitung dengan menggunakan rumus :

$$T_d = 9,74 \times 10^5 \cdot \frac{P_d}{n} \quad \dots\dots\dots 2.7$$

Dimana :

T_d = Torsi Perencanaan (*kgf.mm*)

P_d = Daya Perencanaan (*watt*)

n = putaran sumber gerak (*rpm*)

2.4.2 Pemilihan Type Belt

Untuk pemilihan penggunaan *belt* dipilih sesuai dengan besarnya daya yang akan digunakan oleh suatu mesin, selain memperhitungkan besarnya daya mesin pemilihan *belt* juga berdasarkan putaran dari *pulley*.

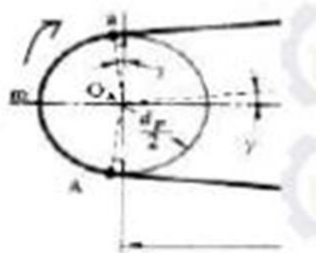
2.4.3 Kecepatan Keliling Belt

Kecepatan keliling *belt* adalah kemampuan *belt* untuk berotasi. Adapun gaya keliling pada *belt* dapat dihitung dengan menggunakan rumus :

$$v = \frac{\pi .D.n}{60.1000} \dots\dots\dots 2.8$$

Dimana :

- v = kecepatan keliling pulley (m/s)
 D = diameter *pulley* yang digerakkan (mm)
 n = putaran *pulley* yang digerakkan (rpm)



Gambar 2.2 Kecepatan Keliling Pulley

2.4.4 Panjang Belt

Jarak kedua sumbu poros dan panjang belt saling berhubungan, memiliki persamaan :

$$L = 2C + \frac{\pi}{2}(D_1 + D_2) + \frac{1}{4C}(D_2 - D_1)^2 \dots\dots\dots 2.9$$

Dimana :

- L = panjang belt (mm)
 C = jarak antar poros perencanaan perencanaan (mm)
 D_2 = diameter *pulley* yang digerakkan (mm)

D_1 = diameter *pulley* penggerak (*mm*)

2.4.5 Pengecekan Jarak Antar Poros

Untuk mengetahui jarak antar kedua sumbu poros yang sebenarnya dapat diperoleh dari rumus berikut :

$$C = \frac{b + \sqrt{b^2 - 8((D_2 - D_1)^2)}}{8} \dots\dots\dots 2.10$$

Dimana :

C = jarak antar poros (*mm*)

D_2 = diameter *pulley* yang digerakkan (*mm*)

D_1 = diameter *pulley* penggerak (*mm*)

b = lebar *belt* (*mm*)

untuk mendapatkan nilai b dapat dihitung dengan persamaan :

$$b = 2L - \pi(D_1 + D_2) \dots\dots\dots 2.11$$

2.4.6 Gaya-Gaya Pada Belt

Belt memiliki dua gaya pada saat berputar, yaitu gaya disisi tarik (F_1) dan gaya disisi kendur (F_2). Maka besarnya gaya efektif (F_e) untuk menggerakkan *pulley* adalah :

$$F_e = F_1 - F_2 \dots\dots\dots 2.12$$

$$\frac{F_1}{F_2} = e^{f.\theta} \dots\dots\dots 2.13$$

$$F_e = F_1 - F_2 = F_1 \frac{e^{f.\theta} - 1}{e^{f.\theta}} \dots\dots\dots 2.14$$

Dimana :

F_e = gaya efektif belt (kgf)

F_1 = gaya pada belt yang kencang (kgf)

F_2 = gaya pada belt yang kendur (kgf)

2.4.7 Tegangan pada Belt

Tegangan maksimum pada *belt* dapat diketahui dengan menggunakan rumus :

$$\sigma_d = \sigma_{d0} \cdot C_v \cdot C_a \quad \dots\dots\dots 2.15$$

Dimana :

C_v = faktor kecepatan = 1,04

C_a = faktor sudut kontak = 1,0

σ_{d0} = tegangan untuk memindahkan beban (kgf/mm^2)

σ_d = tegangan belt (kgf/mm^2)

Pada tegangan untuk memindahkan beban dapat dicari dengan rumus :

$$\sigma_{d0} = a - w \frac{h}{D_2} \quad \dots\dots\dots 2.16$$

Sedangkan pada tegangan untuk *belt* dapat dihitung dengan menggunakan rumus :

$$\sigma_d = k = \frac{P}{F} = \frac{P}{b \cdot h} \quad \dots\dots\dots 2.17$$

2.4.8 Pengecekan Jumlah Belt

Dalam perencanaan belt, secara praktis biasanya terlebih dahulu ditentukan dulu tipe dari belt, sehingga didapatkan harga A dan W dari tabel, kemudian menghitung harga σ_{do} dan σ_d , sehingga dapat dicari jumlah belt (Z) :

$$Z = \frac{F_e}{\sigma_d \cdot b \cdot h} \dots\dots\dots 2.18$$

Dimana :

F_e = F_e = gaya efektif belt (kgf)

σ_d = tegangan belt (kgf/mm^2)

b = lebar belt (mm)

h = tinggi belt (mm)

2.4.9 Tegangan Maksimum pada Belt

Tegangan maksimum pada belt dapat diketahui dengan menggunakan rumus :

$$\sigma_{max} = \sigma_0 + \frac{F}{2.A} + \frac{\gamma \cdot v^2}{10 \cdot g} + Eb \frac{h}{D_{min}} \dots\dots\dots 2.19$$

Dimana :

σ_{max} = Tegangan yang timbul pada belt (kgf/cm^2)

σ_0 = Tegangan awal pada belt (kgf/cm^2)

γ = Berat jenis (kgf/dm^3)

Eb = Modulus elastisitas bahan belt (kgf/cm^3)

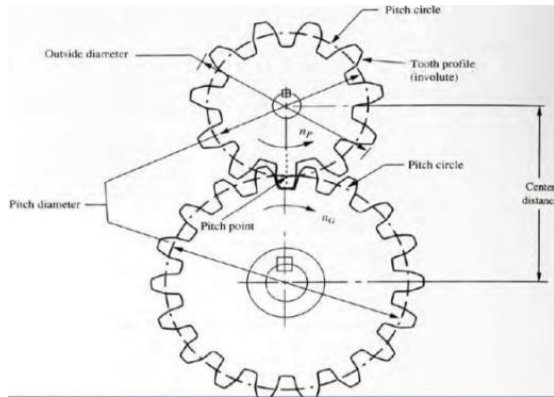
h = Tebal belt (cm)

D_{min} = Diameter pulley terkecil (cm)

2.5 Perencanaan Roda Gigi

Roda gigi lurus dipakai untuk mentransmisikan daya dan putaran pada dua poros yang paralel. Ukuran yang kecil disebut

pinion sedang ukuran yang besar disebut *gear*. Dalam banyak pemakaian pinion merupakan penggerak, sedangkan gear merupakan roda gigi yang digerakkan.



Gambar 2.3 Sepasang Roda Gigi Lurus

2.5.1 Torsi pada Roda Gigi

Pada perhitungan roda gigi, torsi dapat diketahui dengan dihitung menggunakan rumus :

$$T = 63.025 \frac{P}{n} \quad \dots\dots\dots 2.20$$

Dimana :

T = Torsi pada roda gigi (*lbf.ft*)

P = Daya motor (HP)

n = putaran poros (rpm)

2.5.2 Perhitungan pada Pasangan Roda Gigi 1

Pada pasangan roda gigi 1 terdapat sebuah pinion dan sebuah gear.

2.5.2.1 Perhitungan Pinion pada Pasangan Roda Gigi 1

Perhitungan pinion pada pasangan roda gigi 1 dapat terdapat berbagai perhitungan antara lain :

Kecepatan Linier

kecepatan linier pada pinion pasangan roda gigi 1 dapat dihitung dengan menggunakan persamaan :

$$V_p = \frac{\pi \cdot d \cdot n}{12} \dots\dots\dots 2.21$$

Dimana :

V_p = Kecepatan Linier (*ft/min*)

d = diameter pitch (*inch*)

n = putaran poros (rpm)

Gaya Tangensial

Gaya Tangensial pada pinion pasangan roda gigi 1 dapat dihitung dengan menggunakan persamaan :

$$F_t = \frac{(hp)(33000)}{V_p} \dots\dots\dots 2.22$$

Dimana :

F_t = Gaya Tangensial (*lb*)

V_p = Kecepatan linier (*ft/min*)

Gaya Radial

Gaya Radial pada pinion pasangan roda gigi 1 dapat dihitung dengan menggunakan persamaan :

$$F_r = F_t \tan \theta \dots\dots\dots 2.23$$

Dimana :

Fr = Gaya Radial (*lb*)

Ft = Gaya Tangensial (*lb*)

θ = sudut kontak ($^{\circ}$)

Gaya Normal

Gaya Normal pada pinion pasangan roda gigi 1 dapat dihitung dengan menggunakan persamaan :

$$Fn = \frac{Fr}{\sin \theta} \dots\dots\dots 2.24$$

Dimana :

Fn = Gaya normal (*lb*)

Fr = Gaya radial (*lb*)

θ = sudut kontak ($^{\circ}$)

Lebar Gigi

Lebar Gigi pada pinion pasangan roda gigi 1 dapat dihitung dengan menggunakan persamaan :

$$b = \frac{Fd . P}{S . Y} \dots\dots\dots 2.25$$

Dimana :

b = lebar gigi (*inch*)

P = diametral pitch (*inch*)

S = tegangan ijin bahan (psi)

Y = faktor lewis

Fd = gaya yang menyebabkan tegangan bending (*lb*)

Sehingga nilai F_d dapat dihitung dengan menggunakan persamaan :

$$F_d = \frac{600 + V_p}{600} F_t \quad \dots\dots\dots 2.26$$

Persamaan AGMA untuk Kekuatan Gigi

Kekuatan Gigi pada pinion pasangan roda gigi 1 dapat dihitung dengan menggunakan persamaan :

$$\sigma_t = \frac{F_t . K_o . P . K_s . K_m}{K_v . b . J} \quad \dots\dots\dots 2.27$$

Dimana :

- σ_t = tegangan yang terjadi pada kaki gigi (*psi*)
- F_t = beban atau gaya yang di transmisikan (*lbf*)
- K_o = faktor koreksi beban lebih
- P = diametral pitch (*inch*)
- K_s = faktor koreksi ukuran
- K_m = faktor koreksi distribusi beban
- K_v = faktor dinamis
- b = lebar gigi (*inch*)
- J = faktor bentuk/geometri

Sehingga nilai K_v dapat dihitung dengan menggunakan persamaan :

$$K_v = \sqrt{\frac{78}{78 + \sqrt{V_p}}} \quad \dots\dots\dots 2.28$$

Tegangan Ijin Maksimum Kekuatan Gigi

Tegangan ijin maksimum kekuatan gigi pada pinion pasangan roda gigi 1 dapat dihitung dengan menggunakan persamaan :

$$Sad = \frac{Sat \cdot Kl}{Kt \cdot Kr} \dots\dots\dots 2.29$$

Dimana :

Sad = tegangan ijin maksimum perencanaan (*psi*)

Sat = tegangan bending fatigue ijin material (*psi*)

Kl = faktor umur

Kt = faktor temperature

Kr = faktor keamanan

Sehingga nilai *Kt* dapat dihitung dengan menggunakan persamaan :

$$Kt = \frac{460 + Tf}{620} \dots\dots\dots 2.30$$

Persamaan AGMA untuk Keausan gigi

Keausan gigi pada pinion pasangan roda gigi 1 dapat dihitung dengan menggunakan persamaan :

$$\sigma_c = Cp \sqrt{\frac{Ft \cdot Co \cdot Cs \cdot Cm \cdot Cf}{Cv \cdot d \cdot b \cdot I}} \dots\dots\dots 2.31$$

Dimana :

σ_c = tegangan kompresi yang terjadi (*psi*)

Cp = koefisien elastis, yang nilainya tergantung elastisitas bahan

Ft = gaya tangensial yang ditransmisikan (*lbf*)

Co = faktor beban lebih

Cs = faktor ukuran

Cm = faktor distribusi beban

Cf = faktor kondisi permukaan

Cv = faktor dinamis

d = diameter pitch (*inch*)
 b = lebar (*inch*)
 I = faktor geometri

Sehingga nilai C_v dapat dihitung dengan menggunakan persamaan :

$$C_v = \frac{50}{50 + \sqrt{V_p}} \dots\dots\dots 2.32$$

Dan nilai F_d dapat dihitung dengan menggunakan persamaan :

$$C_m = \frac{b}{0,45.b + 2} \dots\dots\dots 2.33$$

Pengecekan Keamanan Keausan Gigi

Keamanan keausan gigi pada pinion pasangan roda gigi 1 dapat dihitung dengan menggunakan persamaan :

$$\sigma_c \leq S_{ac} \left(\frac{C_l.C_h}{C_t.C_r} \right) \dots\dots\dots 2.34$$

Dimana :

σ_c = tegangan kompresi yang terjadi (*psi*)
 S_{ac} = tegangan kontak yang diijinkan (*psi*)
 C_l = faktor umur
 C_h = faktor perbandingan kekerasan
 C_t = faktor temperatur
 C_r = faktor keamanan

Sehingga nilai C_r dapat dihitung dengan menggunakan persamaan :

$$C_r = \frac{460 + T_f}{620} \dots\dots\dots 2.35$$

2.6 Poros

Poros merupakan salah satu elemen mesin yang sangat penting, karena hampir setiap mesin mempunyai poros. Pada sebuah mesin, poros berfungsi untuk mentransmisikan daya yang disertai dengan putaran, disamping itu juga berfungsi untuk menahan beban.

Menurut jenis pembebanannya poros dapat diklasifikasikan sebagai berikut :

- Poros Transmisi (*Line Shaft*)
Poros ini dapat mendapat beban puntir dan lentur. Daya ditransmisikan kepada poros ini melalui : kopling, *pulley*, roda gigi, *belt* atau sproket rantai dan sebagainya.
- *Spindle*
Poros transmisi yang pendek seperti poros utama mesin perkakas, beban utamanya adalah puntir. Syarat yang harus dipenuhi poros ini adalah deformasi yang terjadi harus kecil, bentuk dan ukurannya harus teliti.
- Gandar (*Axle*)
Poros ini seperti dipasang diantara roda–roda kereta api, yang tidak mendapat beban puntir dan kadang-kadang tidak boleh berputar. Gandar ini hanya mendapat beban lentur kecuali jika digerakkan oleh penggerak mula dimana akan mengalami beban puntir juga.
- Poros (*Shaft*).
Poros yang ikut berputar untuk memindahkan daya dari mesin ke mekanisme yang digerakkan. Poros ini mendapat beban

puntir murni dan lentur.

- Poros Luwes (*Flexible Shaft*).

Poros yang berfungsi untuk memindahkan daya dari dua mekanisme, dimana putaran poros dapat membentuk sudut dengan poros lainnya, daya yang dipindahkan biasanya kecil.

2.6.1 Hal-hal Penting dalam Perencanaan Poros

Untuk merencanakan sebuah poros, hal-hal berikut ini perlu diperhatikan :

2.3.1 Kekuatan poros

Suatu poros dapat mengalami beban puntir atau lentur atau gabungan antara puntir dan lentur. Juga ada poros yang mendapat `beban tarik atau tekan seperti poros baling-baling kapal atau turbin, dll. Sebuah poros harus direncanakan dengan baik hingga cukup kuat untuk menahan beban-beban yang terjadi.

2.3.2 Kekakuan poros

Meskipun sebuah poros mempunyai kekuatan yang cukup besar, tetapi jika lenturan puntirannya terlalu besar akan mengakibatkan getaran dan suara (contoh pada turbin dan kotak roda gigi). Karena itu, kekuatan poros terhadap puntir juga diperhatikan dan disesuaikan dengan macam beban mesin yang akan ditopang poros tersebut.

2.3.3 Putaran kritis.

Putaran kritis yaitu ketika putaran mesin dinaikkan dan terjadi getaran yang cukup besar. Oleh sebab itu poros harus direncanakan sedemikian rupa sehingga putaran poros lebih rendah dari putaran kritis.

2.3.4 Korosi

Bahan-bahan yang dipilih yakni yang bersifat tidak korosif karena ini akan menyebabkan kekuatan pada poros melemah karena korosi/karat dan memperpendek umur komponen.

2.6.2 Bidang Horizontal dan Vertikal

Gaya yang bekerja untuk setiap titik poros dan jarak antara titik satu dengan titik yang lain ditentukan dengan menggunakan persamaan. Dengan cara tersebut maka diperoleh momen bending dan gaya yang bekerja pada poros untuk bidang horizontal dan vertikal. Setelah menghitung gaya dan momen bending yang terjadi maka dibuat bidang lintang (gaya) untuk mengetahui kebenaran perhitungan diatas dan juga memberikan kemudahan dalam membuat diagram bidang momen.

2.6.3 Diameter dan Bahan Poros

Sebelum melakukan perhitungan diameter terlebih dahulu menentukan jenis bahan yang akan digunakan sebagai poros. Karena hal ini akan berpengaruh dengan nilai titik luluh suatu material. Setelah bahan ditentukan maka dapat menghitung diameter poros dengan menggunakan rumus :

$$D^3 \leq \frac{16 .N}{\pi .0,5 .Syp} \sqrt{M^2 + T^2} \dots\dots\dots 2.36$$

Dimana :

$$M_t = 71620 \frac{P}{n} \text{ kg.cm} \dots\dots\dots 2.37$$

$$M_b = \sqrt{(M_h)^2 + (M_v)^2} \dots\dots\dots 2.38$$

N =

2.7 Pasak

Seperti halnya baut dan sekrup, pasak digunakan untuk

membuat sambungan yang dapat dilepas yang berfungsi untuk menjaga hubungan putaran relatif antara poros dengan elemen mesin yang lain seperti : Roda gigi, *Pulley*, *Sprocket*, *Impeller* dan lain sebagainya.

Distribusi tegangan secara aktual pada sambungan pasak tidak dapat diketahui secara lengkap, maka dalam perhitungan tegangan disarankan menggunakan faktor keamanan sebagai berikut :

- a. Untuk torsi yang tetap dan konstan $f_k = 1,5$
- b. Untuk beban kejut yang kecil (rendah) $f_k = 2,5$
- c. Untuk beban kejut yang besar terutama bolak – balik $f_k = 4,5$

Pada pasak yang rata, sisi sampingnya harus pas dengan alur pasak agar pasak tidak goyah dan rusak. Ukuran dan standart yang digunakan terdapat dalam spesifikasi. Untuk pasak, umumnya dipilih bahan yang mempunyai kekuatan tarik lebih dari 60 kg/mm, lebih kuat daripada porosnya. Kadang dipilih bahan yang lemah untuk pasak, sehingga pasak terlebih dahulu rusak daripada porosnya. Ini disebabkan harga pasak yang murah serta mudah menggantinya.

2.7.1 Klasifikasi Pasak

Menurut bentuk dasarnya pasak dapat dibedakan menjadi:

1. Pasak datar (*Square key*).
2. Pasak Tirus (*Tapered key*).
3. Pasak setengah silinder (*Wood ruff key*).

Menurut arah gaya yang terjadi pasak digolongkan menjadi :

1. Pasak memanjang

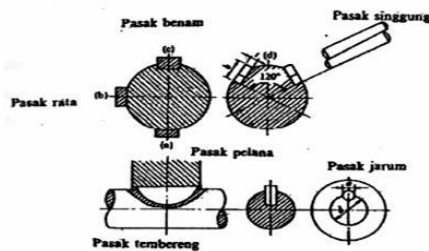
Pasak yang menerima gaya sepanjang penampang pasak secara merata. Pasak ini digolongkan menjadi pasak baji, pasak kepala, pasak benam dan pasak tembereng.

2. Pasak melintang (pen)

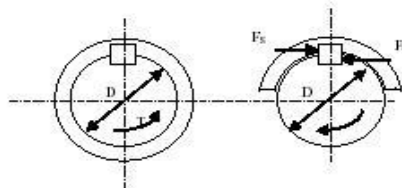
Pasak yang menerima gaya melintang pada penampang pen. Pen ini dibagi dua yaitu pen berbentuk pipih dan pen berbentuk silindris.

Pada perencanaan mesin pembentuk kawat lurus menjadi kawat pegas ini dipakai tipe pasak datar segi empat karena dapat meneruskan momen yang besar. Pasak ini mempunyai dimensi lebar (W) dan panjang (L).

Perlu diperhatikan bahwa lebar pasak sebaiknya antara 25 - 35% dari diameter poros, dan panjang pasak jangan terlalu panjang dibandingkan dengan diameter poros (antara 0,75 sampai 1,5D). Karena lebar dan tinggi pasak sudah distandardkan.



Gambar 2.4 *Macam-macam pasak*



Gambar 2.5 *Gaya yang terjadi pada pasak*

Keterangan :

h = Tinggi pasak (mm)

b = Lebar pasak (mm)

L = Panjang pasak (mm)

F_s = Gaya geser (kgf/mm^2)

F_c = Gaya Kompresi (kgf/mm^2)

2.7.2 Tinjauan Terhadap Geser

Besarnya gaya (F) yang terjadi pada pasak adalah :

$$T = F \left(\frac{D_p}{2} \right) \dots\dots\dots 2.39$$

Dimana :

F = gaya pada pasak (kgf)

D_p = diameter poros (mm)

T = Torsi yang ditransmisikan ($kgf.mm$)

Pada pasak gaya F akan menimbulkan tegangan geser :

$$\tau_s = \frac{F}{A} = \frac{2.T_1}{W.L.D_p} \dots\dots\dots 2.40$$

Dimana :

τ_s = Tegangan geser (kg/mm^2)

W = Lebar pasak (mm)

L = panjang pasak (mm)

D_p = diameter poros (mm)

T_1 = Torsi ($kg.mm$)

Panjang pasak pada tegangan geser :

$$\frac{2.T_1}{W.L.D_p} \leq \frac{S_{syp}}{N}$$

$$\rightarrow L \geq \frac{2.T_1.N}{W.D_p.S_{syp}} \dots\dots\dots 2.41$$

Dimana :

W = sisi pasak (mm)

D_p = diameter poros (mm)

T_1 = Torsi (kg.mm)

N = Faktor Keamanan

2.7.3 Tinjauan terhadap Kompresi

Pada pasak akan menimbulkan tegangan kompresi :

$$\sigma_c = \frac{F}{A_c} = \frac{2.T_1}{D_p.0,5W.L} = \frac{4.T_1}{D_p.W.L} \dots\dots\dots 2.42$$

Dimana :

σ_c = tegangan kompresi (kg/mm²)

W = Lebar pasak (mm)

L = panjang pasak (mm)

D_p = diameter poros (mm)

T_1 = torsi (kg.mm)

Panjang pasak pada tegangan kompresi :

$$\frac{4.T_1}{D_p.W.L} \leq \frac{S_{syp}}{f_k}$$

$$\rightarrow L \geq \frac{4.T_{poros}.f_k}{D_p.W.S_{syp}} \dots\dots\dots 2.43$$

Dimana :

W = sisi pasak (mm)

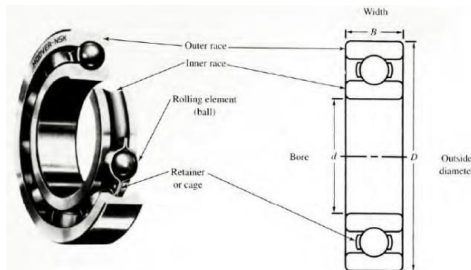
D_p = diameter poros (mm)

T_1 = torsi ($kg.mm$)

f_k = Faktor Keamanan

2.8 Bearing (Bantalan)

Bearing merupakan elemen mesin yang menumpu poros berbeban, sehingga putaran atau gerakan bolak-baliknya dapat berlangsung secara halus, aman dan panjang umur. Seperti pada gambar 2.10. *Bearing* harus cukup kokoh agar poros serta elemen-elemen mesin dapat bekerja dengan baik. Jika bearing tidak berfungsi dengan baik, maka kemampuan seluruh sistem akan menurun atau tidak bekerja dengan semestinya. Jadi, bearing dalam pemesinan dapat disamakan peranannya dengan pondasi pada gedung.



Gambar 2.6 *Single Row Ball Bearing*

2.8.1 Klasifikasi Bearing

Bearing dapat diklasifikasikan sebagai berikut:

1. Atas dasar gerakan *bearing* terhadap poros
 - a. Bearing luncur

Pada *bearing* ini terjadi gesekan luncur antara poros dan *bearing* karena permukaan poros ditumpu oleh permukaan *bearing* dengan perantaraan lapisan pelumas.
 - b. Bearing gelinding

Pada *bearing* ini terjadi gesekan gelinding antara bagian-bagian yang berputar dengan yang diam melalui elemen gelinding seperti bola (peluru), rol atau jarum, dan rol bulat.
2. Atas dasar arah beban terhadap poros
 - a. *Bearing* radial

Arah beban yang ditumpu *bearing* ini adalah tegak lurus dengan sumbu poros.
 - b. *Bearing* axial

Arah beban bearing ini sejajar dengan sumbu poros.
 - c. *Bearing* radial-axial

Bearing ini dapat menumpu beban yang arahnya sejajar dan tegak lurus sumbu poros.

Oleh karena pembebanan *bearing* yang tidak ringan maka bahan *bearing* harus tahan karat, kuat, mempunyai koefisien gesek rendah dan mampu bekerja pada temperatur tinggi. Proses pemilihan bearing dipengaruhi oleh pemakaian, lokasi dan macam.

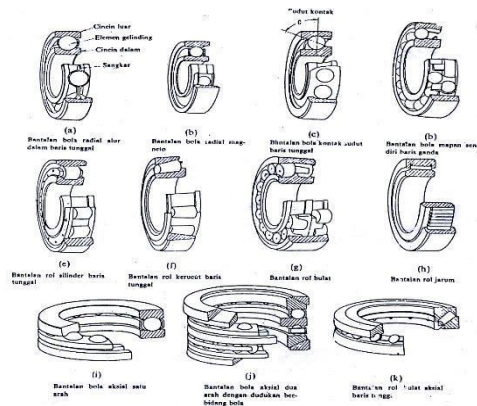
Dalam pemilihan bantalan perlu mempertimbangkan gaya atau beban yang bekerja pada *bearing* dimana kekuatan bahan *bearing* harus lebih besar daripada beban yang mengenai bearing tersebut. Beban yang diterima oleh *bearing* biasanya adalah beban

aksial dan radial yang konstan yang bekerja pada *bearing* dengan ring dalam yang berputar dan ring luar tetap (diam).

2.8.2 Perencanaan *Bearing*

Dalam perencanaan ini akan digunakan jenis *bearing* gelinding (*rolling bearing*) karena *bearing* ini mampu menerima beban aksial maupun radial relatif besar. *Bearing* gelinding umumnya lebih cocok untuk beban kecil daripada *bearing* luncur. Tergantung dari pada bentuk elemen gelindingnya. Putaran pada *bearing* ini dibatasi oleh gaya sentrifugal yang timbul pada elemen gelinding tersebut. Karena konstruksinya yang sukar dan ketelitiannya yang tinggi, maka *bearing* gelinding hanya dibuat di pabrik-pabrik tertentu.

Keunggulan *bearing* ini adalah gaya geseknya yang sangat rendah, pelumasnya sangat sederhana, cukup dengan gemuk (*steand pead*), bahkan pada jenis yang memakai sil sendiri tidak perlu memakai pelumas lagi. Pada waktu memilih *bearing* ciri masing-masing harus dipertimbangkan sesuai dengan pemakaiannya, lokasi dan macam beban yang dialami.



Gambar 2.7 Tipe Bearing Gelinding

2.8.3 Menghitung Gaya Radial pada Bantalan

Gaya radial bantalan dapat dihitung dengan menggunakan rumus :

$$F_r = \sqrt{(F_x)^2 + (F_y)^2} \quad \dots\dots\dots 2.44$$

Dimana :

F_r = beban radial dalam (kgf)

F_y = gaya sumbu horizontal (kgf)

F_x = gaya sumbu vertical (kgf)

2.8.4 Beban Ekvivalen pada Bearing

Sesuai dengan definisi dari AFBMA (*Anti Friction Bearing Manufactures Assosiation*) yang dimaksud dengan beban ekivalen adalah beban radial yang konstan yang bekerja pada bearing dengan ring dalam yang berputar, yang akan memberikan umur yang sama, seperti bila bearing bekerja dengan kondisi nyata untuk beban dan putaran yang sama.

Dalam kenyataannya bearing biasanya menerima beban kombinasi antara beban radial dan beban aksial, serta pada suatu kondisi ring dalam yang tetap sedangkan ring luar yang berputar. Sehingga persamaan beban ekivalen (P) setelah adanya koreksi tersebut, menjadi :

$$P = V.X.F_r + Y.F_a$$

Dimana :

P = beban ekivalen (lbf)

F_r = beban radial (lbf)

F_a = beban aksial (lbf)

V = Faktor putaran (konstan) bernilai :

= 1,0 untuk ring dalam berputar

= 1,2 untuk ring luar yang berputar

X = konstanta radial (dari tabel dapat dilihat pada lampiran)

Y = konstanta aksial (dari tabel dapat dilihat pada lampiran)

Bila faktor beban kejut dimasukkan maka rumus diatas menjadi :

$$P = F_s(V \cdot X \cdot F_r + Y \cdot F_a) \quad \dots\dots\dots 2.45$$

Dimana :

F_s = konstanta kondisi beban, dapat dilihat pada tabel

Tabel 2.3 *Ball bearing service factors, F_s*

No	Type of service	Multiply calculated load by following Factors	
		Ball Bearing	Roller Bearing
1	Uniform and steady load	1,0	1,0

2	Light shock load	1,5	1,0
3	Moderate shock load	2,0	1,3
4	Heavy shock load	2,5	1,7
5	Extreme and indefinite shock load	3,0	2,0

2.8.5 Prediksi Umur *Bearing*

Dalam memilih *bearing* gelinding, umur bearing sangat perlu diperhatikan. Ada beberapa definisi mengenai umur *bearing*, yaitu :

1. Umur (*Life*)
Didefinisikan sebagai jumlah perputaran yang dapat dicapai dari bearing sebelum mengalami kerusakan atau kegagalan yang pertama pada masing-masing elemennya seperti *roll* atau bola atau ring.
2. Umur berdasarkan kepercayaan (*Rating Life*)
Didefinisikan sebagai umur yang dicapai berdasarkan kepercayaan (*reliability*) 90% berarti dianggap 10% kegagalan dari jumlah perputaran. Umur ini disimbolkan dengan L_{10} dalam jumlah perputaran atau L_{10h} dengan satuan jam dengan anggapan putarannya konstan.
3. Basis kemampuan menerima beban (*Basic Load Rating*)

Disebut juga dengan *basic load rating* (beban dinamik) diartikan sebagai beban yang mampu diterima dalam keadaan dinamis berputar dengan jumlah putaran konstan 10^6 putaran dengan ring luar tetap dan ring dalam yang berputar.

4. Kemampuan menerima beban statis (*Basic Static Load Rating*)

Didefinisikan sebagai jumlah beban radial yang mempunyai hubungan dengan defleksi total yang terjadi secara permanen pada elemen-elemen bearingnya, yang diberikan tekanan, disimbolkan dengan C_0 .

Umur *bearing* dapat dihitung dengan persamaan di bawah ini:

$$L_{10h} = \left(\frac{C}{P}\right)^b \frac{10^6}{60.n} \dots\dots\dots 2.46$$

Dimana :

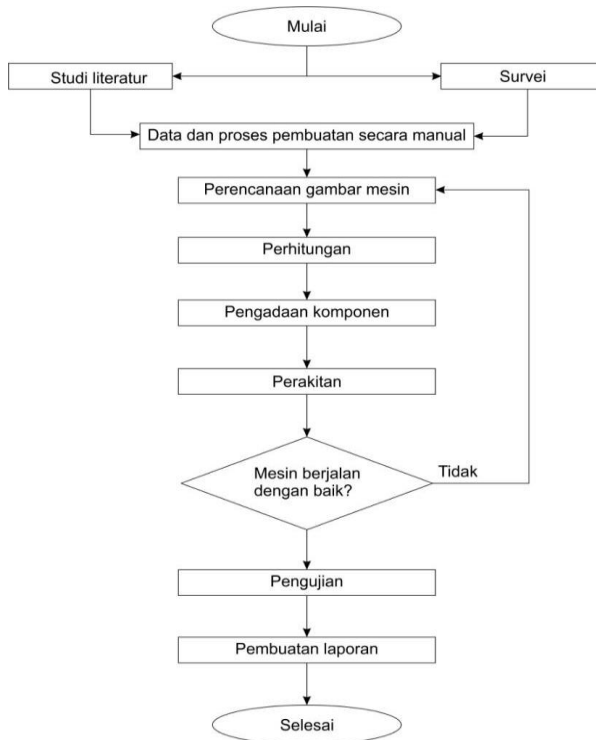
- L_{10h} = umur bearing (jam kerja)
 P = beban ekivalen (kgf)
 C = beban dinamis (kgf)
 B = konstanta tergantung tipe *bearing*
 = 3,0 untuk *bearing* bola
 = 10/3 untuk *bearing* roll
 n = jumlah putaran (rpm)

Halaman ini sengaja dikosongkan

BAB III METODOLOGI

Pada bab ini akan dibahas secara detail mengenai perencanaan dan pembuatan alat yang digambarkan melalui diagram alir atau *flowchart*.

3.1 Diagram Alir Proses Pembuatan Mesin Pembentuk Kawat Lurus Menjadi Kawat Pegas Spiral



Gambar 3.1. *Diagram alir pengerjaan mesin pembentuk kawat pegas lurus menjadi kawat pegas spiral*

3.2 Tahapan Proses Pembuatan Mesin Pembentuk Kawat Pegas Lurus Menjadi Kawat Pegas Spiral

Proses dalam menyelesaikan Tugas Akhir ini melalui beberapa tahap sebagai berikut :

1. Studi Literatur

Studi literatur dilakukan untuk mendapatkan referensi teori yang relevan dengan permasalahan tugas akhir ini. Kegiatan studi literatur ini meliputi pengumpulan materi tinjauan pustaka yang berkaitan dengan proses pembuatan pegas untuk salah satu komponen *spring bed*.

Referensi yang diperoleh berhubungan dengan elemen mesin yang diterapkan pada judul tugas akhir ini sebagai pendukung untuk melakukan perhitungan dan pemilihan komponen yang sesuai.

2. Survei

Survei atau studi lapangan ini dilakukan dengan secara langsung. Hal ini dilakukan dalam rangka pencarian data yang nantinya dapat menunjang penyelesaian tugas akhir ini. Pada tahap ini dilakukan pengamatan terhadap permasalahan, situasi dan kondisi yang terjadi pada proses pembuatan pegas untuk salah satu komponen *spring bed* di UKM Jaya Makmur, meliputi mekanisme kerja mesin, fleksibilitas mesin, pencarian gaya, serta desain mesin yang tepat.

Dari observasi lapangan didapat kelemahan alat yang ada, yaitu :

- a. Alat masih sangat manual
- b. Desain mesin kurang aman
- c. Proses kurang efektif

3. Data dan proses pembuatan secara manual

Pengambilan data berdasarkan pengamatan langsung di UKM Jaya Makmur serta wawancara pada saat Survei dan studi literatur, dari pengambilan data didapat data bahwa alat yang digunakan untuk pembuatan pegas untuk

salah satu komponen *spring bed* masih menggunakan mekanisme yang kurang efektif dan kurang aman, yang relatif membutuhkan waktu yang lama. Dibawah ini kondisi alat atau mesin di UKM Jaya Makmur yang belum dimodifikasi sebagai acuan awal untuk memodifikasi Mesin pembentuk kawat pegas lurus menjadi kawat pegas spiral.



Gambar 3.2 *Mesin Manual untuk membentuk kawat pegas lurus menjadi kawat pegas spiral*

4. Perencanaan Gambar Mesin

Perencanaan gambar mesin pertama kali yang dilakukan yakni membuat perancangan alat berupa gambaran kasar tentang teknologi tepat guna yang digunakan. Gambaran alat belum memiliki dimensi yang sesuai.



Gambar 3.3 *Desain 3D Mesin Pembentuk Kawat Pegas Lurus Menjadi Kawat Pegas Spiral*

Dimensi alat disesuaikan dengan kondisi pembuat *spring bed*, menyesuaikan ruang usaha dan posisi pembuat dalam bekerja. Dimensi komponen seperti *pulley*, *belt*, pasak, dan poros direncanakan untuk selanjutnya dilakukan perhitungan agar didapat ukuran yang sesuai. Jika ada ketidaksesuaian dalam perhitungan maka dimensi dapat berubah.

5. Perhitungan

Perhitungan bertujuan untuk mendapatkan kesesuaian dari dimensi yang telah ditentukan saat perencanaan dimensi. Perhitungan yang dilakukan untuk mendapatkan :

- Gaya dorong, gaya puntir dan didapatkan daya motor yang sesuai.
- Perhitungan komponen penggerak yang meliputi *bearing*, *pulley*, *belt*, *Gear*, *roll* dan poros.

Pengadaan Komponen

6. Pengadaan Barang

Pengadaan Barang dilakukan setelah hasil perhitungan telah dilaksanakan. Pengadaan barang disesuaikan dengan hasil perhitungan yang telah dilakukan dikarenakan teknologi tepat guna yang dirancang agar mendapatkan fungsi yang sesuai kebutuhan dan komponen yang digunakan sesuai.

7. Perakitan

Dari hasil perhitungan, perencanaan, survei lapangan dan gambar alat, Mesin Profil Sandal dapat diketahui dari dimensi komponen yang akan diperlukan untuk proses pembuatan mesin. Dari komponen-komponen yang diperoleh, proses perakitan dilakukan secara urutan pemilihan elemen mesin untuk membuat mesin yang sesuai dengan desain yang telah dibuat. Hasil pembuatan mesin dapat diketahui dengan cara pengujian Mesin Pembuat Kawat Pegas Lurus Menjadi Kawat Pegas Spiral.

Dari hasil perhitungan dan perencanaan dapat diketahui spesifikasi dari bahan maupun dimensi dari komponen yang akan diperlukan untuk pembuatan alat. Dari komponen yang diperoleh kemudian dilakukan perakitan untuk membuat alat yang sesuai dengan desain yang telah dibuat.

Dalam pembuatan alat ini, Gambar hasil perencanaan digunakan sebagai acuan dalam pembuatan mesin.

8. Pengujian

Pengujian dilakukan sebelum alat digunakan untuk proses produksi. Pengujian alat meliputi :

- Proses pembentukan kawat pegas lurus.

- Kepresisian produk yang dihasilkan

Apabila terdapat kendala pada saat pengujian alat, maka perlu diperiksa proses manufakturnya. Jika proses manufakturnya telah sesuai tetapi alat masih bekerja kurang maksimal, maka perlu disetel ulang dimensi dan perhitungannya.

Berikut perbandingan alat lama dengan alat yang sudah dimodifikasi :

Tabel 3.1 Perbandingan Alat yang lama dengan yang baru

Alat lama	Alat yang sudah dimodifikasi
Proses kurang efektif	Proses lebih efektif
Hasil produk kurang rapi	Hasil produk lebih rapi
Desain mesin kurang aman	Proses lebih aman untuk pekerja

9. Pembuatan Laporan

Pembuatan laporan ini merupakan proses akhir dalam pengerjaan tugas akhir ini. Dalam pembuatan laporan dilampirkan mengenai proses perencanaan sampai pada hasil yang dicapai dalam tugas akhir.

BAB IV HASIL DAN PEMBAHASAN

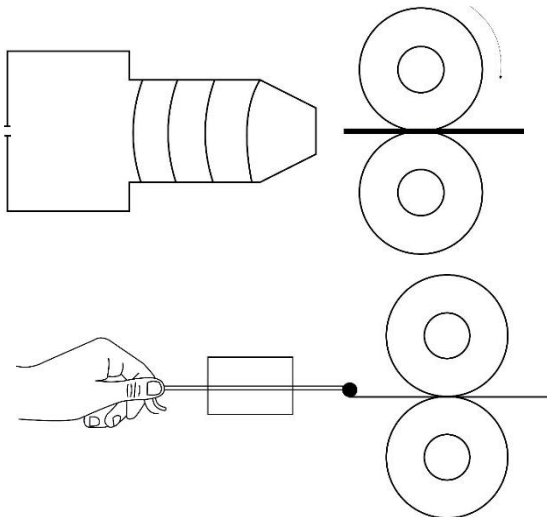
4.1 Gaya yang Dihasilkan

Pada sub bab ini akan dihitung bagian gaya keseluruhan untuk membentuk kawat pegas lurus menjadi kawat pegas spiral.

4.1.1 Percobaan Gaya Pendorong

Besarnya gaya pendorong mesin pembentuk kawat pegas lurus menjadi kawat pegas spiral. Besarnya gaya pendorong tersebut dapat dilakukan dengan percobaan dibawah ini :

a) Posisi Awal Pembentukan

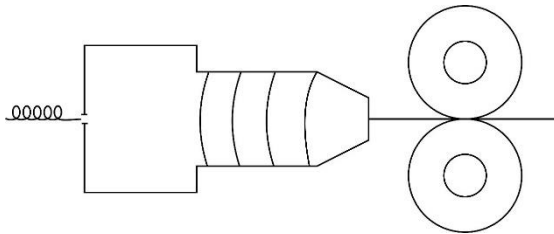


Gambar 4.1 *Proses awal pembentukan dan percobaan pencarian gaya dorong*

Dapat diketahui bahwa pada saat sebelum kawat pegas lurus dilakukan proses pembentukan menjadi kawat

pegas spiral, posisi kawat tersebut berada diantara dua *roll* pendorong. Untuk mengetahui besarnya gaya dorong sebelum mengenai alur tersebut dilakukan percobaan dengan cara menarik kawat tersebut dengan neraca pegas. Dari percobaan tersebut dihasilkan gaya **13 kgf**.

b) Posisi Akhir Pembentukan

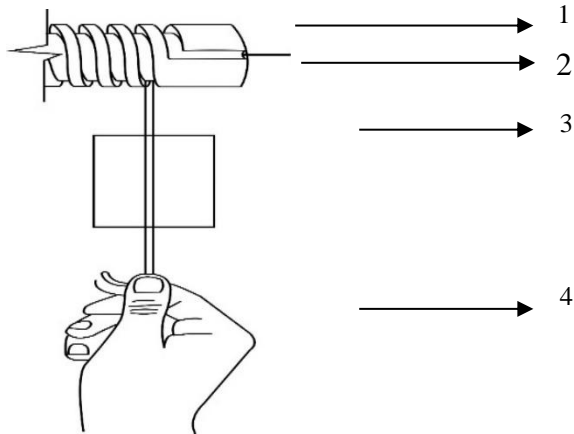


Gambar 4.2 *Proses akhir pembentukan*

Dapat diketahui bahwa pada saat kawat pegas lurus tersebut telah diletakkan diantara dua *roll* pendorong. kawat pegas tersebut dilakukan pembentukan dengan cara kawat pegas lurus tersebut didorong kearah alur yang telah dibuat untuk menghasilkan kawat pegas lurus berbentuk spiral.

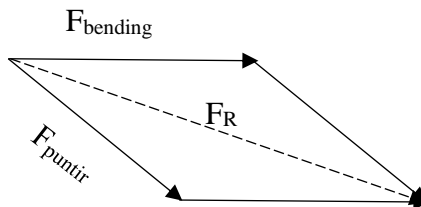
4.1.2 Percobaan Gaya Puntir

Untuk mengetahui besarnya tegangan puntir pada kawat. Percobaan dilakukan dengan metode seperti pada gambar berikut:



Gambar 4.3 Percobaan membentuk kawat sesuai alur

Ket : 1. Alur pembentuk 3. Neraca Pegas
 2. Kawat 4. Tangan



Gambar 4.4 Arah Gaya pada Percobaan membentuk kawat sesuai alur

Metode percobaan : kawat pegas lurus akan ditarik dengan cara meletakkan kawat pegas lurus pada alur yang telah dibuat. Kemudian kawat kawat pegas lurus tersebut ditarik manual dengan tangan sesuai alur yang telah dibuat. Besarnya nilai tarikan merupakan besarnya gaya puntir kawat.

Dari percobaan seperti pada percobaan membentuk kawat sesuai alur (lihat gambar 4.3) dan arah gaya pada percobaan membentuk kawat sesuai alur (lihat gambar 4.4) dapat diketahui bahwa **Gaya Resultan** yang dibutuhkan untuk membentuk kawat rata-rata sebesar **52 kgf**.

4.1.3 Gaya Keseluruhan

Besarnya gaya yang dibutuhkan berasal dari penjumlahan dari masing-masing percobaan yang telah dilakukan di lapangan. Besarnya gaya yang dibutuhkan sama dengan hasil dari percobaan pencarian gaya dorong dijumlahkan dengan hasil percobaan membentuk kawat sesuai alurnya. Maka gaya yang didapatkan yakni :

$$F = F_a + F_b$$

Dimana diketahui :

$$F_a = 13 \text{ kgf}$$

$$F_b = 52 \text{ kgf}$$

Sehingga :

$$F = F_a + F_b$$

$$F = 13 \text{ kgf} + 52 \text{ kgf}$$

$$F = 65 \text{ kgf}$$

4.2 Daya yang Dihasilkan Motor

Daya yang dibutuhkan mesin pembentuk kawat pegas lurus untuk proses pembentukan menjadi kawat pegas spiral, didapatkan perhitungan daya sebagai berikut:

$$P = \frac{T \cdot n_c}{9,74 \times 10^5}$$

Sebelum mencari daya yang dibutuhkan, maka harus diketahui terlebih dahulu torsi yang dibutuhkan dan putaran *roll* untuk membentuk kawat. Putaran *roll* tersebut didapatkan dari *survey* yaitu **316 rpm**. Sedangkan torsi yang dibutuhkan dicari dengan menggunakan rumus sebagai berikut :

$$T = F.r$$

Dimana diketahui :

$$F = 65 \text{ kgf}$$

$$R = 35 \text{ mm}$$

Sehingga :

$$T = F.r$$

$$T = 65 \text{ kgf} . 35 \text{ mm}$$

$$T = 2275 \text{ kgf} . \text{mm}$$

Setelah didapatkan torsi yang dibutuhkan dan putaran *roll* untuk membentuk kawat, maka daya yang dibutuhkan dapat dicari dengan menggunakan rumus sebagai berikut :

Dapat diketahui :

$$T = 2275 \text{ kgf} . \text{mm}$$

$$n_c = 316 \text{ rpm}$$

sehingga :

$$P = \frac{T . n_c}{9,74 \times 10^5}$$

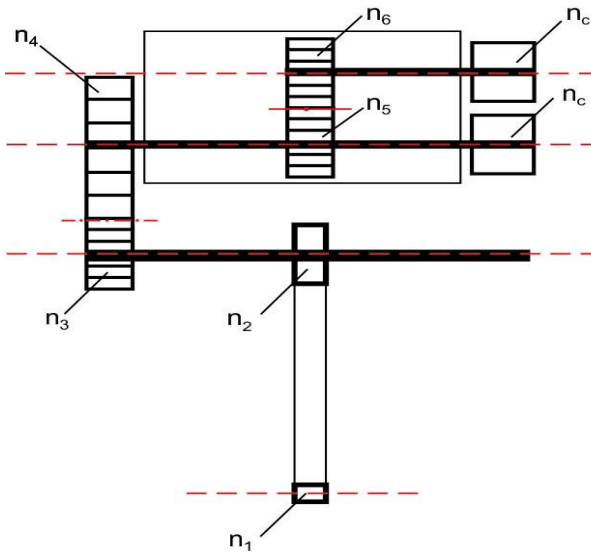
$$P = \frac{2275 \text{ kgf} . 316 \text{ rpm}}{9,74 \times 10^5}$$

$$P = \frac{718581,5 \text{ kgf} . \text{rpm}}{9,74 \times 10^5}$$

$$P = 0,738 \text{ Kw} = 738 \text{ watt}$$

Sehingga memilih motor AC dengan daya 1 HP

4.3 Diameter Pulley dan Roda Gigi



Gambar 4.5 Sistem transmisi mesin pembentuk kawat pegas lurus menjadi kawat pegas spiral

Pada Sub bab ini akan dilakukan perhitungan dan perencanaan diameter *pulley* dan roda gigi dengan tujuan untuk mendapatkan putaran cetakan (n_c) yaitu **316 rpm** dari putaran motor (n_1) yaitu **2880 rpm**.

4.3.1 Perhitungan Diameter Pulley

Untuk mengetahui diameter *pulley* yang digerakkan agar menghasilkan torsi yang besar, maka digunakan diameter *pulley* yang lebih besar dari *pulley* yang menggerakkan, maka dipakai rumus perbandingan reduksi yaitu :

$$\frac{n_1}{n_2} = \frac{D_2}{D_1}$$

Dimana diketahui:

$D_1 = 65 \text{ mm}$ (*tabel perencanaan diameter pulley*)

$n_1 = 2880 \text{ rpm}$

$n_2 = 922 \text{ rpm}$

Sehingga didapatkan:

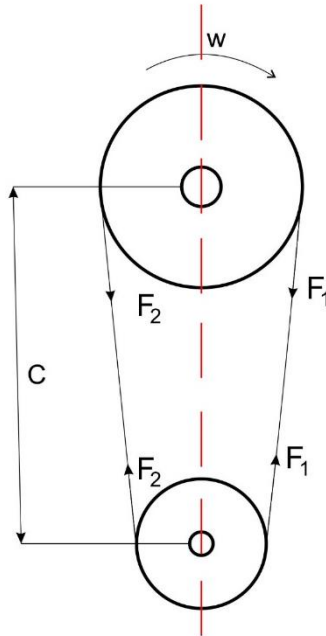
$$\frac{n_1}{n_2} = \frac{D_2}{D_1}$$

$$D_2 = \frac{n_1 \cdot D_1}{n_2}$$

$$D_2 = \frac{2880 \text{ rpm} \cdot 65 \text{ mm}}{922 \text{ rpm}}$$

$$D_2 = 203 \text{ mm}$$

Jadi diameter *pulley* yang digerakkan adalah **203 mm**.



Gambar 4.6 *Sistem transmisi belt dan pulley*

4.3.2 Perhitungan Diameter Roda Gigi

Untuk mencapai putaran pada cetakan ($n_c = n_4 = n_5 = n_6$) yaitu **316 rpm** maka digunakan roda gigi yang dapat mentransmisikan putaran pulley yang digerakkan ($n_2 = n_3$) yaitu **922 rpm** menuju ke putaran cetakan dengan rumus sebagai berikut:

$$\frac{d_4}{d_3} = \frac{n_3}{n_4}$$

Dimana diketahui :

$$d_3 = 80 \text{ mm}$$

$$n_3 = 922 \text{ rpm}$$

$$n_4 = 316 \text{ rpm}$$

Sehingga :

$$\frac{d_4}{d_3} = \frac{n_3}{n_4}$$

$$\frac{d_4}{80 \text{ mm}} = \frac{922 \text{ rpm}}{316 \text{ rpm}}$$

$$d_4 = 233,4 \text{ mm} = 233 \text{ mm}$$

Sehingga pada perencanaan roda gigi besar yang digerakkan berukuran 233 mm, namun pada mesin menggunakan roda gigi besar berukuran 286 mm.

4.4 Perhitungan dan Pemilihan Belt dan Pulley

4.4.1 Menghitung Daya perencanaan (Pd) dan Torsi Perencanaan (Td)

Daya perencanaan mesin yang digunakan untuk menrecanakan belt dan pulley dapat dihitung dengan menggunakan persamaan:

$$P_d = P \cdot f_c$$

Dimana:

$$P = 1 \text{ HP} = 746 \text{ Watt} = 0,746 \text{ kW}$$

$$f_c = \text{Safety Factor} = 1,2$$

Sehingga:

$$\begin{aligned} P_d &= P \cdot f_c \\ &= 746 \text{ watt} \cdot 1,2 \\ &= 895,2 \text{ watt} = 0,895 \text{ kW} \end{aligned}$$

Torsi perencanaan mesin yang digunakan untuk merencanakan belt dan pulley dapat dihitung dengan menggunakan persamaan:

$$T_d = 9,74 \times 10^5 \cdot \frac{P_d}{n}$$

Dimana:

$$P_d = 895,2 \text{ watt}$$

$$n_1 = 2880 \text{ rpm}$$

$$n_2 = 922 \text{ rpm}$$

Sehingga:

$$\begin{aligned} T_{d1} &= 9,74 \times 10^5 \cdot \frac{P_d}{n_1} \\ &= 9,74 \times 10^5 \cdot \frac{895,2 \text{ watt}}{2880 \text{ rpm}} \\ &= 303 \text{ kgf.mm} \end{aligned}$$

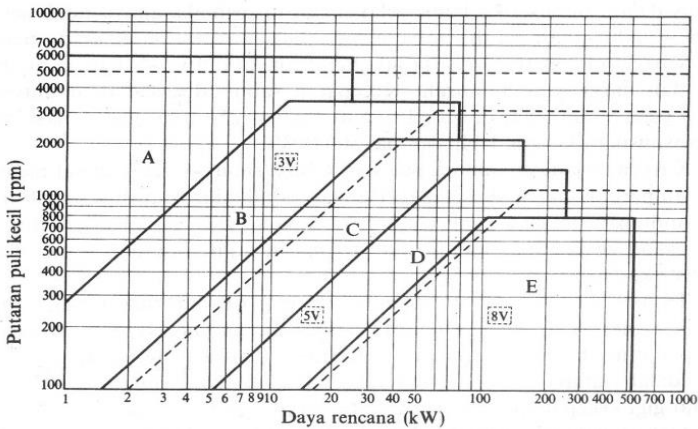
$$\begin{aligned} T_{d2} &= 9,74 \times 10^5 \cdot \frac{P_d}{n_2} \\ &= 9,74 \times 10^5 \cdot \frac{895,2 \text{ watt}}{922 \text{ rpm}} \\ &= 945,6 \text{ kgf.mm} = 946 \text{ kgf.mm} \end{aligned}$$

Perhitungan perencanaan *Belt* dan *Pulley* menggunakan data putaran pada motor sebesar (n_1) sebesar **2880 rpm**, Daya perencanaan (P_d) sebesar **895,2 watt**, dan Torsi perencanaan pada *pulley* penggerak (T_{d1}) sebesar **303 kgf.mm** serta torsi perencanaan pada *pulley* yang digerakkan (T_{d2}) sebesar **946 kgf.mm**.

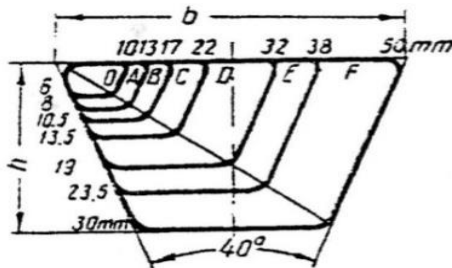
4.4.2 Pemilihan Tipe Belt

Sebelum menghitung perencanaan pada *belt*, maka ditentukan terlebih dahulu jenis *belt* yang akan digunakan. Pemilihan jenis *belt* ini dipilih dari daya yang akan ditransmisikan, serta putaran yang terjadi pada *pulley*.

Dengan daya yang didapatkan dari perhitungan **0,895 kW** dan putaran yang direncanakan sebesar **2280 rpm**, maka didapatkan *belt* yang sesuai dengan **Gambar 4.6**.



Gambar 4.7 Diagram pemilihan V-belt



Gambar 4.8 Dimensi V-belt

Dari **Gambar 4.6** maka menggunakan tipe *V-belt* jenis A, dari tabel dimensi *V-belt* didapatkan dimensi *V-belt* jenis A adalah sebagai berikut:

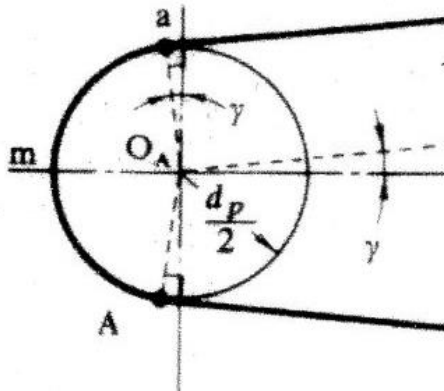
$$\text{lebar}(b) = 13 \text{ mm}$$

$$\text{tinggi}(h) = 8 \text{ mm}$$

$$\text{Luaspenampang}(A) = 0,81 \text{ cm}^2$$

4.4.3 Kecepatan Keliling Belt

Perhitungan kecepatan keliling *belt* di pengaruhi oleh diameter *pulley* dan putaran. Maka didapatkan perhitungan sebagai berikut:



Gambar 4.9 Kecepatan Keliling Belt

diketahui :

$$D_1 = 65 \text{ mm}$$

$$D_2 = 203 \text{ mm}$$

$$n_1 = 2880 \text{ rpm}$$

$$n_2 = 922 \text{ rpm}$$

sehingga:

$$v = \frac{\pi \cdot D_2 \cdot n_2}{60 \cdot 1000}$$

$$v = \frac{\pi \cdot 203 \text{ mm} \cdot 922 \text{ rpm}}{60 \text{ sec} \cdot 1000}$$

$$v = 9,8 \text{ m/sec}$$

4.4.4 Panjang Belt (L)

Untuk mengetahui panjang perencanaan *belt* yang digunakan digunakan rumus sebagai berikut.

$$L = 2 C + \frac{\pi}{2} (D_1 + D_2) + \frac{(D_2 - D_1)^2}{4 C}$$

dimana:

Jarak antar poros perencanaan (C) = 730 mm

$$D_1 = 65 \text{ mm}$$

$$D_2 = 203 \text{ mm}$$

Sehingga:

$$L = 2 C + \frac{\pi}{2} (D_1 + D_2) + \frac{(D_2 - D_1)^2}{4 C}$$

$$L = 1460 \text{ mm} + \frac{\pi}{2} (65 + 203) \text{ mm} + \frac{(203 - 65)^2 \text{ mm}}{2920 \text{ mm}}$$

$$L = 1460 \text{ mm} + 420,97 \text{ mm} + 6,52 \text{ mm}$$

$$L = 1882,49 \text{ mm}$$

Berdasarkan tabel Tipe belt A, panjang belt yang paling mendekati hitungan adalah **2000 mm**. Jadi, panjang belt yang digunakan adalah **2000 mm**.

4.4.5 Pengecekan Jarak Antar Poros

Untuk mengecek jarak antar poros dapat dihitung dengan:

$$c = \frac{b + \sqrt{b^2 - 8 (D_2 - D_1)^2}}{8}$$

Dimana:

$$\begin{aligned} b &= 2L - \pi (D_2 + D_1) \\ &= 2(1882,49 \text{ mm}) - \pi (203 \text{ mm} + 65 \text{ mm}) \\ &= 3764,98 \text{ mm} - 841,94 \text{ mm} \\ &= 2923 \text{ mm} \end{aligned}$$

Sehingga:

$$\begin{aligned} c &= \frac{b + \sqrt{b^2 - 8 (D_2 - D_1)^2}}{8} \\ c &= \frac{2923 \text{ mm} + \sqrt{(2923 \text{ mm})^2 - 8 (203 \text{ mm} - 65 \text{ mm})^2}}{8} \\ &= 730,7 \text{ mm} \end{aligned}$$

4.4.6 Gaya- Gaya Pada Belt

Gaya efektif *belt* dapat dicari dengan menggunakan persamaan sebagai berikut:

$$F_e = F_1 - F_2$$

dimana:

$$T_{d1} = 303 \text{ kgf} \cdot \text{mm}$$

$$e = 2,71$$

$$R_1 = \frac{1}{2} \cdot 65 \text{ mm} = 32,5 \text{ mm}$$

$$f = 0,3$$

$$F_e = \frac{T_{d1}}{R_1}$$

$$F_e = \frac{303 \text{ kgf.mm}}{32,5 \text{ mm}} = 9,323 \text{ kgf}$$

Selanjutnya menghitung F_1 dan F_2 dengan persamaan sebagai berikut:

$$\frac{F_1}{F_2} = e^{f \cdot \alpha}$$

Dimana:

$$\alpha = \pi \text{ rad}$$

Sehingga:

$$\frac{F_1}{F_2} = e^{f \cdot \alpha}$$

$$\frac{F_1}{F_2} = 2,71^{0,3 \cdot 3,14}$$

$$F_1 = 2,5577 F_2$$

Maka perhitungan gaya efektif belt didapatkan:

$$F_e = F_1 - F_2$$

$$9,323 \text{ kgf} = 2,5577 F_2 - F_2$$

$$F_2 = \frac{9,323 \text{ kgf}}{1,5577} = 5,991 \text{ kgf}$$

$$\begin{aligned} F_1 &= 2,5577 F_2 \\ &= 2,5577 (5,991 \text{ kgf}) \\ &= 15,323 \text{ kgf} \end{aligned}$$

Jadi gaya-gaya yang terjadi pada belt yaitu didapatkan hasil

$$F_e = 9,323 \text{ kgf}, F_1 = 15,323 \text{ kgf}, F_2 = 5,991 \text{ kgf}$$

4.4.7 Tegangan Maksimum Pada Belt

Gaya efektif belt (Fe) diketahui melalui hitungan sebesar **9,323 kgf** dan luas penampang belt (A) sebesar **0,81 mm²**. Selanjutnya menghitung besarnya tegangan belt (σ_d) dengan menggunakan persamaan:

$$\sigma_d = \sigma_{d0} \cdot C_v \cdot C_a$$

Dimana diketahui :

C_v = faktor kecepatan = 1,04

C_a = faktor sudut kontak = 1,0

σ_{d0} = tegangan untuk memindahkan beban (kgf/mm^2)

σ_d = tegangan belt (kgf/mm^2)

Untuk menghitung tegangan untuk memindahkan beban dapat dihitung menggunakan persamaan sebagai berikut:

$$\sigma_{d0} = a - w \frac{h}{D_2}$$

dimana:

a = 25

w = 120

Sehingga:

$$\sigma_{d0} = a - w \frac{h}{D_2}$$

$$\sigma_{d0} = 25 - 120 \cdot \frac{8 \text{ mm}}{203 \text{ mm}}$$

$$= 15,27 \text{ kgf/mm}^2$$

Setelah tegangan untuk memindahkan beban (σ_{d0}) diketahui sebesar **15,27 kgf/mm²**, selanjutnya mencari nilai tegangan pada belt:

$$\sigma_d = k = \frac{P}{F} = \frac{P}{b \cdot h}$$

Dimana $P = F_e$ maka,

$$\sigma_d = \frac{P}{b \cdot h} = \frac{F_e}{b \cdot h}$$

Diketahui:

$$F_e = 9,323 \text{ kgf}$$

$$b = 13 \text{ mm}$$

$$h = 8 \text{ mm}$$

sehingga:

$$\sigma_d = \frac{F_e}{b \cdot h}$$

$$\sigma_d = \frac{9,323 \text{ kgf}}{13 \text{ mm} \cdot 8 \text{ mm}}$$

$$\sigma_d = 0,09 \text{ kgf/mm}^2$$

4.4.8 Pengecekan jumlah Belt

Pada sub bab ini akan dilakukan pengecekan jumlah *belt* yang digunakan pada mesin. Jumlah belt dapat hitung menggunakan rumus sebagai berikut:

$$Z = \frac{Fe}{\sigma_d \cdot b \cdot h}$$

Dimana diketahui :

$$Fe = 9,323 \text{ kgf}$$

$$\sigma_d = 0,09 \text{ kgf/mm}^2$$

$$b = 13 \text{ mm}$$

$$h = 8 \text{ mm}$$

sehingga,

$$Z = \frac{Fe}{\sigma_d \cdot b \cdot h}$$

$$Z = \frac{9,323 \text{ kgf}}{0,09 \text{ kgf/mm}^2 \cdot 13 \text{ mm} \cdot 8 \text{ mm}}$$

$$Z = 1$$

4.4.9 Tegangan Maksimum Belt

Tegangan maksimum pada *belt* dapat diketahui dengan menggunakan rumus :

$$\sigma_{\max} = \sigma_0 + \frac{Fe}{2.A} + \frac{\gamma.v^2}{10.g} + Eb \frac{h}{D_{\min}}$$

dimana:

$$h = 8 \text{ mm}$$

$$\gamma = 1.25 \frac{\text{kg}}{\text{dm}^3} \text{ (berat spesifikasi untuk bahan belt "Rubber Canvas")}$$

$$Eb = 800 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2} \text{ (modulus elastisitas)}$$

$$\sigma_0 = 12 \text{ kg/cm}^2 \text{ (tegangan awal untuk V-belt)}$$

$$Fe = 9,323 \text{ kgf}$$

$$\begin{aligned}
 A &= 0,81 \text{ cm}^2 \\
 v &= 9,8 \text{ m/s} \\
 g &= 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \\
 D_1 &= 65 \text{ mm}
 \end{aligned}$$

Sehingga:

$$\sigma_{\max} = \sigma_0 + \frac{Fe}{2.A} + \frac{\gamma.v^2}{10.g} + Eb \frac{h}{D_{\min}}$$

$$\begin{aligned}
 \sigma_{\max} &= 12 \text{ kgf/cm}^2 + \frac{9,323 \text{ kgf}}{2 \cdot 0,81 \text{ cm}^2} + \frac{1,25 \text{ kg/cm}^3 (9,8 \text{ m/s})^2}{10 \cdot 9,81 \text{ m/s}^2} + \\
 &800 \text{ kgf/cm}^2 \cdot \frac{8 \text{ mm}}{65 \text{ mm}}
 \end{aligned}$$

$$\sigma_{\max} = (12 + 5,75 + 1,22 + 98,5) \text{ kgf/cm}^2$$

$$\sigma_{\max} = 117,43 \text{ kgf/cm}^2$$

4.5 Perencanaan Roda Gigi

4.5.1 Torsi pada Roda Gigi

Besarnya torsi (T) yang dihasilkan oleh pasangan Roda Gigi 1 adalah :

Pinion

$$T = 63.025 \frac{P}{n} \text{ (Collins Jack A 2003 : 180)}$$

Dimana :

P = 1 HP

n = 922 rpm

sehingga :

$$T = 63.025 \frac{P}{n}$$

$$T = 63.025 \frac{1 \text{ HP}}{922 \text{ rpm}}$$

$$T = 68,36 \text{ lbf.ft}$$

Gear

$$T = 63.025 \frac{P}{n} \text{ (Collins Jack A 2003 : 180)}$$

Dimana :

P = 1 HP

n = 316 rpm

sehingga :

$$T = 63.025 \frac{P}{n}$$

$$T = 63.025 \frac{1 \text{ HP}}{316 \text{ rpm}}$$

$$T = 199,45 \text{ lbf.ft}$$

Besarnya torsi (T) yang dihasilkan oleh pasangan Roda Gigi 2 adalah :

Pinion dan Gear

$$T = 63.025 \frac{P}{n} \text{ (Collins Jack A 2003 : 180)}$$

Dimana :

P = 1 HP

n = 316 rpm

sehingga :

$$T = 63.025 \frac{P}{n}$$

$$T = 63.025 \frac{1 \text{ HP}}{316 \text{ rpm}}$$

$$T = 199,45 \text{ lbf.ft}$$

4.5.2 Perhitungan pada Pasangan Roda Gigi 1

Pasangan Roda Gigi 1 terdiri atas sebuah pinion dan sebuah gear.



Gambar 4.10 *Pinion dan Gear*

4.5.2.1 Perhitungan Pinion pada Pasangan Roda Gigi 1

Perhitungan pada pinion dapat dihitung sebagai berikut :

Kecepatan Linier

Kecepatan linier pada pitch line pinion dapat diketahui yaitu :

$$V_p = \frac{\pi \cdot d \cdot n}{12}$$

Dimana :

$$d = \frac{10 \text{ cm} - 6 \text{ cm}}{2} + 6 \text{ cm} = 8 \text{ cm} = 0,26 \text{ ft}$$

$$n = 922 \text{ rpm}$$

sehingga :

$$V_p = \frac{\pi \cdot d \cdot n}{12}$$

$$V_p = \frac{\pi \cdot 0,26 \text{ ft} \cdot 922 \text{ rpm}}{12}$$

$$V_p = 62,76 \text{ ft}/\text{min}$$

Gaya Tangensial

Gaya tangensial (Ft) pada pinion dapat diketahui yaitu :

$$Ft = \frac{(hp)(33000)}{V_p}$$

Dimana :

$$Hp = 1 \text{ HP}$$

$$V_p = 62,76 \text{ ft}/\text{min}$$

Sehingga :

$$Ft = \frac{(hp)(33000)}{V_p}$$

$$Ft = \frac{(1 \text{ HP})(33000)}{62,76 \text{ ft}/\text{min}}$$

$$Ft = 525,81 \text{ lb}$$

Gaya Radial

Gaya Radial (Fr) pada pinion dapat diketahui yaitu :

$$Fr = Ft \tan \theta$$

Dimana :

$$F_t = 525,81 \text{ lb}$$

$$\theta = 20^\circ$$

sehingga :

$$F_r = F_t \tan \theta$$

$$F_r = 525,81 \text{ lb} \cdot \tan 20^\circ$$

$$F_r = 191,38 \text{ lb}$$

Gaya Normal

Gaya Normal (F_n) pada pinion dapat diketahui yaitu :

$$F_n = \frac{F_r}{\sin \theta}$$

Dimana :

$$F_r = 191,38 \text{ lb}$$

$$\theta = 20^\circ$$

sehingga

$$F_n = \frac{F_r}{\sin \theta}$$

$$F_n = \frac{191,38 \text{ lb}}{\sin 20^\circ}$$

$$F_n = 559,56 \text{ lb}$$

Lebar Gigi

Perencanaan lebar gigi (b) pada pinion dapat diketahui yaitu :

$$b = \frac{F_d \cdot P}{S \cdot Y}$$

Dimana :

$$Fd = 0 < Vp \leq 2000 \text{ ft/min}$$

$$Fd = \frac{600 + Vp}{600} Ft$$

$$Fd = \frac{600 + 62,76 \text{ ft/min}}{600} 525,81 \text{ lb}$$

$$Fd = 580,8 \text{ lb}$$

$$P = 8$$

$$S = 20.000 \text{ psi (tabel 10-3 Deutschman A, 1983 :552)}$$

$$Y = 0,337 \text{ (tabel 10-2 Deutschman A, 1983 : 548)}$$

Sehingga,

$$b = \frac{Fd \cdot P}{S \cdot Y}$$

$$b = \frac{580,8 \text{ lb} \cdot 8}{20000 \text{ psi} \cdot 0,337}$$

$$b = 0,69 \text{ inch}$$

Lebar gigi yang digunakan pada mesin pembentuk kawat pegas spiral yaitu 1,1 inch.

Persamaan AGMA untuk Kekuatan Gigi

Persamaan AGMA untuk kekuatan gigi dapat diketahui yaitu :

$$\sigma_t = \frac{Ft \cdot Ko \cdot P \cdot Ks \cdot Km}{Kv \cdot b \cdot J} \quad (\text{Deutschman A, 1983 : 554})$$

Dimana :

$$Ft = 525,81 \text{ lb}$$

$$Ko = 1,25 \text{ (tabel 10-4 Deutschman A, 1983 : 555)}$$

$$P = 8$$

$$Ks = 1$$

$$Km = 1,3 \text{ (tabel 10-5 Deutschman A, 1983 : 555)}$$

$$Kv = \sqrt{\frac{78}{78 + \sqrt{Vp}}} \text{ (fig. 10 – 22 Deuschman A, 1983 : 556)}$$

$$Kv = \sqrt{\frac{78}{78 + \sqrt{62,76}}}$$

$$Kv = 0,95$$

Sehingga :

$$\sigma_t = \frac{Ft . Ko . P . Ks . Km}{Kv . b . J}$$

$$\sigma_t = \frac{525,81 \text{ lb} . 1,25 . 8 . 1 . 1,3}{0,95 . 1,1 . 0,52}$$

$$\sigma_t = 12579,19 \text{ psi}$$

Tegangan Ijin Maksimum Kekuatan Gigi

Perhitungan untuk Tegangan Ijin maksimum pada kekuatan gigi pinion dapat dihitung sebagai berikut :

$$Sad = \frac{Sat . Kl}{Kt . Kr}$$

Dimana :

Sat = 25000 psi (tabel 10-7 Deutschman A, 1983 : 559)

$K_L = 1,9$ (tabel 10-8 Deutschman A, 1983: 560)

$$Kt = \frac{460 + Tf}{620}$$

$$Tf = 160^\circ\text{F} \text{ maka } Kt = \frac{460 + 160}{620}$$

$$Kt = 1$$

$K_R = 1,33$ (tabel 10-9 Deutschman A, 1983 : 560)

Sehingga

$$Sad = \frac{Sat . Kl}{Kt . Kr}$$

$$Sad = \frac{25000 \text{ psi} \cdot 1,9}{1 \cdot 1,33}$$

$$Sad = 35714,28 \text{ psi}$$

Pengecekan keamanan kekuatan Gigi

Kekuatan Gigi dianggap aman jika tegangan ijin kurang dari tegangan ijin maksimum, yaitu

$$Sad \geq \sigma_t$$

$$35714,28 \text{ psi} \leq 12579,19 \text{ psi}$$

Sehingga dapat disimpulkan bahwa kekuatan gigi pada pinion dianggap **aman**.

Persamaan AGMA untuk Keausan gigi

Persamaan AGMA untuk keausan gigi pinion dapat diketahui yaitu :

$$\sigma_c = Cp \sqrt{\frac{Ft \cdot Co \cdot Cs \cdot Cm \cdot Cf}{Cv \cdot d \cdot b \cdot I}}$$

Dimana :

$Cp = 2300$ (tabel 10-12 Deutschman A, 1983 : 567)

$Ft = 525,81 \text{ lb}$

$Co = Ko = 1,25$ (Deutschman A, 1983 : 569)

$$Cv = \frac{50}{50 + \sqrt{Vp}} \quad (\text{fig. 10 - 27 Deutschman A, 1983 : 569})$$

$$Cv = \frac{50}{50 + \sqrt{62,76}}$$

$Cv = 0,86$

$Cs = 1$ (Deutschman A, 1983 : 571)

$d = 3 \text{ inch}$

$b = 1,1 \text{ inch}$

$$Cm = \frac{b}{0,45 \cdot b + 2} \quad (\text{fig 10 - 31 Deutschman A, 1983 : 572})$$

$$Cm = \frac{1,1 \text{ inch}}{0,45 \cdot 1,1 \text{ inch} + 2}$$

$$Cm = 0,44$$

$$Cf = 1 \quad (\text{untuk pengerjaan akhir baik})$$

$$I = 0,080 \quad (\text{fig. 10-32 Deutschman A, 1983 : 575})$$

Sehingga

$$\sigma_c = Cp \sqrt{\frac{Ft. Co. Cs. Cm. Cf}{Cv. d. b. I}}$$

$$\sigma_c = 2300 \sqrt{\frac{525,81 \text{ lb. } 1,25 \cdot 1,0 \cdot 44 \cdot 1}{0,86 \cdot 3 \text{ inch. } 1,1 \text{ inch. } 0,080}}$$

$$\sigma_c = 82086,63 \text{ psi}$$

Pengecekan Keamanan Keausan Gigi

Untuk mengetahui keamanan keausan gigi harus diketahui dahulu tegangan ijin maksimum pada keausan gigi. Perhitungan untuk Tegangan Ijin maksimum pada keausan gigi pinion dapat dihitung sebagai berikut :

$$\sigma_c \leq Sac \left(\frac{Cl. Ch}{Ct. Cr} \right)$$

Dimana :

$$Sac = 85000 \quad (\text{tabel 10-14 Deutschman A, 1983 : 579})$$

$$C_L = 1$$

$$C_H = 1$$

$$C_T = 1$$

$$Cr = \frac{460 + Tf}{620}$$

$$\text{dimana } T_f = 160 \text{ maka } Cr = \frac{460 + 160}{620}$$

$$Cr = 1$$

Sehingga :

$$\sigma_c \leq Sac \left(\frac{Cl.Ch}{Ct.Cr} \right)$$

$$82086,63 \text{ psi} \leq 85000 \left(\frac{1.1}{1.1} \right)$$

$$82086,63 \text{ psi} \leq 85000 \text{ psi}$$

Sehingga dapat disimpulkan bahwa keausan gigi pada pinion dianggap **aman**

4.6 Perencanaan Poros

4.6.1 Jenis Bahan Poros yang Digunakan

Sebelum perencanaan poros, terlebih dahulu ditentukan bahan poros yang digunakan, daya motor yang digunakan dan putaran yang diperlukan oleh poros. Adapun keterangannya sebagai berikut :

Bahan poros	: AISI 4130
σ_{yp}	= 86 ksi = 30,24 kgf/mm ²
Putaran poros	= 922 rpm

4.6.2 Perhitungan Gaya dan momen yang terjadi di Poros

pada perhitungan gaya dan momen yang terjadi di poros dapat dihitung keamanan pada poros dengan rumus :

$$\tau_{max} \leq \frac{0,5 Syp}{N}$$

$$\frac{16}{\pi \cdot D^2} \cdot \sqrt{M^2 + T^2} \geq \frac{0,5 Syp}{N}$$

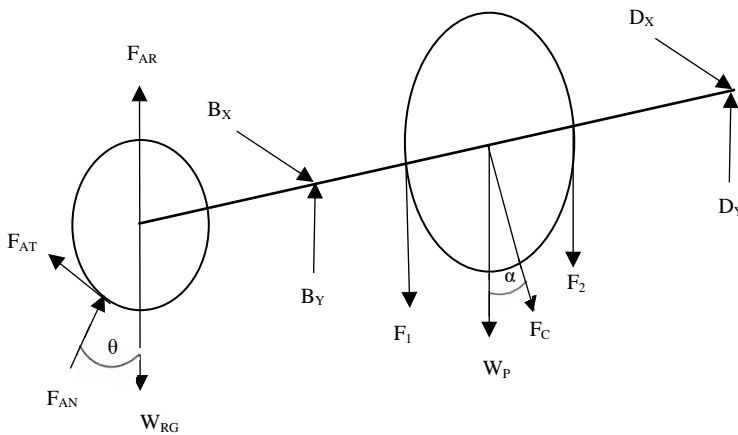
Dimana :

$$T = 63.000 \frac{N}{n}$$

$$M = \sqrt{(M_{bh})^2 + (M_{bv})^2}$$

N = faktor Keamanan

4.6.3 Free Body Diagram (Diagram Benda Bebas) pada Poros



Gambar 4.11 Free Body Diagram pada poros bawah

Dimana :

F_{AT} = Gaya Tangensial pada titik A

F_{AN} = Gaya Normal pada titik A

F_{AR} = Gaya Radial pada titik A

W_{RG} = Beban pada Roda Gigi

B_X = Gaya yang terjadi pada titik B dengan arah horizontal

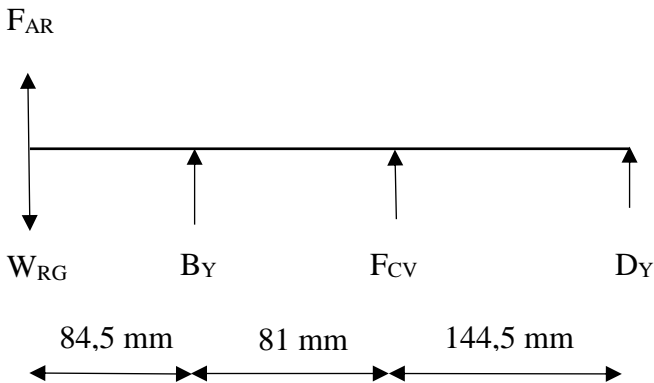
B_Y = Gaya yang terjadi pada titik B dengan arah vertikal

F_1 = Gaya pada Belt yang kencang

- F_2 = Gaya pada Belt yang kendur
 F_C = Gaya pada V-Belt
 W_P = Beban pada Pulley
 D_X = Gaya yang terjadi pada titik D dengan arah horizontal
 D_Y = Gaya yang terjadi pada titik D dengan arah vertikal
 θ = Sudut antara Gaya Normal pada titik A dengan Gaya yang tegak lurus vertikal
 α = Sudut antara Gaya pada V-Belt dengan Gaya yang tegak lurus vertikal

4.6.4 Menghitung Beban Poros

4.6.4.1 Tinjauan Vertikal pada Poros



4.12 Tinjauan Vertikal

$$\alpha = 180^\circ - \frac{D_2 - D_1}{A} \cdot 60^\circ$$

$$\alpha = 180^\circ - \frac{203 \text{ mm} - 65 \text{ mm}}{730,7 \text{ mm}} \cdot 60^\circ$$

$$\alpha = 168,67^\circ$$

Dimana :

$$F_{AR} = 69,9 \text{ N}$$

$$W_{RG} = 29,42 \text{ N}$$

$$F_C = F_1 + F_2 = 150 \text{ N} + 59 \text{ N} = 209 \text{ N}$$

$$F_{CV} = F_C \cos \alpha + W_P = 209 \cos 168,67^\circ + 19,61 \text{ N} = 183,31 \text{ N}$$

$$W_P = 19,61 \text{ N}$$

$$+\uparrow \sum F_Y = 0$$

$$F_{AR} - W_{RG} + B_Y + F_{CV} + D_Y = 0$$

$$69,9 \text{ N} - 29,42 \text{ N} + B_Y + 185,31 \text{ N} + D_Y = 0$$

$$D_Y = B_Y - 225,79 \text{ N}$$

$$\curvearrowright \sum M_{BD} = 0$$

$$F_{AR}(310 \text{ mm}) + B_Y(225,5 \text{ mm}) - W_{RG}(310 \text{ mm}) +$$

$$F_{CV}(144,5 \text{ mm}) = 0$$

$$69,9 \text{ N}(310 \text{ mm}) + B_Y(225,5 \text{ mm}) - 29,47 \text{ N}(310 \text{ mm}) +$$

$$185,31(144,5 \text{ mm}) = 0$$

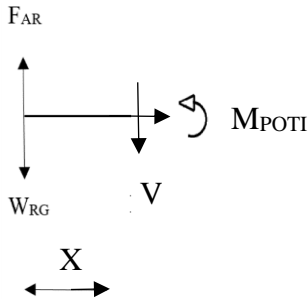
$$39326,09 \text{ N} \cdot \text{mm} + B_Y(225,5 \text{ mm}) = 0$$

$$B_Y = 174,39 \text{ N (CCW)}$$

$$D_Y = B_Y - 225,79 \text{ N}$$

$$D_Y = 174,39 - 225,79 \text{ N}$$

$$D_Y = -5132 \text{ N}$$

Potongan I**Gambar 4.13** Potongan Momen Bending I Vertikal

$$+\uparrow \sum F_Y = 0$$

$$F_{AR} - W_{RG} - V_1 = 0$$

$$V_1 = F_{AR} - W_{RG}$$

$$V_1 = 69,9 \text{ N} - 29,42 \text{ N}$$

$$V_1 = 40,48 \text{ N}$$

$$\curvearrowright \sum M_{POTI} = 0$$

$$-F_{AR}(X_1) + W_{RG}(X_1) + M_{POTI} = 0$$

$$M_{POTI} = F_{AR}(X_1) - W_{RG}(X_1)$$

$$M_{POTI} = 69,9 \text{ N}(X_1) - 29,42 \text{ N}(X_1)$$

Sehingga nilai M_{POTI} di dapat :

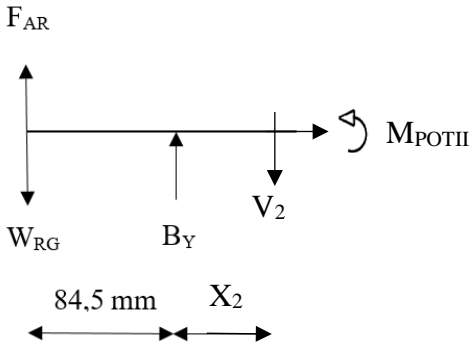
$$X_1 = 0, M_{POTI} = 0$$

$$X_1 = 50,7 \text{ mm}, M_{POTI} = 2052,338 \text{ N.mm}$$

$$X_1 = 84,5 \text{ mm}, M_{POTI} = 3420,56 \text{ N.mm}$$

Sehingga di dapat nilai $X_1 = 84,5 \text{ mm}$

Potongan II



Gambar 4.14 Potongan Momen Bending II Vertikal

$$+\uparrow \sum F_Y = 0$$

$$F_{AR} - W_{RG} - B_Y - V_2 = 0$$

$$V_2 = F_{AR} - W_{RG} - B_Y$$

$$V_2 = 69,9 \text{ N} - 29,42 \text{ N} - 174,39 \text{ N}$$

$$V_2 = -133,91 \text{ N}$$

$$\curvearrowright \sum M_{POT2} = 0$$

$$-F_{AR}(84,5 \text{ mm} + x_2) + W_{RG}(84,5 \text{ mm} + x_2) + B_Y(x_2) +$$

$$M_{potII} = 0$$

$$M_{potII} = F_{AR}(84,5 \text{ mm} + x_2) - W_{RG}(84,5 \text{ mm} + x_2) - B_Y(x_2)$$

$$M_{potII} = 69,9 \text{ N}(84,5 \text{ mm} + x_2) - 29,42 \text{ N}(84,5 \text{ mm} + x_2) - 174,39 \text{ N}(x_2)$$

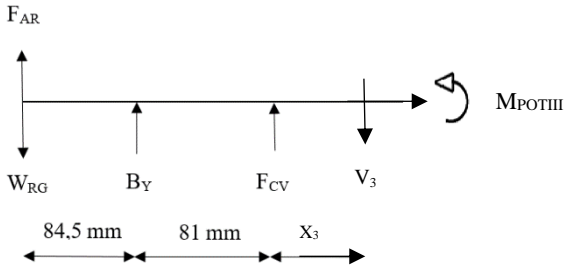
Sehingga nilai M_{POTII} di dapat :

$$X_2 = 0, M_{POTII} = 3420,56 \text{ N.mm}$$

$$X_2 = 40,5 \text{ mm}, M_{POTII} = -2002,795 \text{ N.mm}$$

$$X_2 = 81 \text{ mm}, M_{POTII} = -7426,15 \text{ N.mm}$$

Sehingga di dapat nilai $X_2 = 81 \text{ mm}$

Potongan III**Gambar 4.15** Potongan Momen Bending III Vertikal

$$+\uparrow \sum F_Y = 0$$

$$F_{AR} - W_{RG} - B_Y + F_{CV} - V_3 = 0$$

$$V_3 = F_{AR} - W_{RG} - B_Y + F_{CV}$$

$$V_3 = 69,9 \text{ N} - 29,42 \text{ N} - 174,39 \text{ N} + 185,31 \text{ N}$$

$$V_3 = 51,4 \text{ N}$$

$$\curvearrowright \sum M_{POTIII} = 0$$

$$-F_{AR}(165,5 + X_3) + W_{RG}(165,5 + X_3) + B_Y(81 + X_3) - F_{CV}(X_3) + M_{POTIII} = 0$$

$$M_{POTIII} = F_{AR}(165,5 + X_3) - W_{RG}(165,5 + X_3) - B_Y(81 + X_3) + F_{CV}(X_3)$$

$$M_{POTIII} = 69,9 \text{ N} (165,5 \text{ mm} + X_3) - 29,42 \text{ N} (165,5 \text{ mm} + X_3) - 174,39 \text{ N} (81 \text{ mm} + X_3) + 185,31 \text{ N} (X_3)$$

Sehingga nilai M_{POTIII} di dapat :

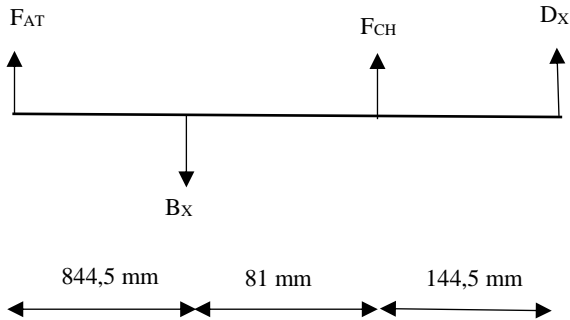
$$X_3 = 0, M_{POTIII} = 6525,05 \text{ N.mm}$$

$$X_3 = 72,25 \text{ mm}, M_{POTIII} = 22838,2775 \text{ N.mm}$$

$$X_3 = 144,5 \text{ mm}, M_{POTIII} = 0 \text{ N.mm}$$

Sehingga di dapat nilai $X_3 = 144,5 \text{ mm}$

4.6.4.2 Tinjauan Horizontal terhadap Poros



Gambar 4.16 Tinjauan Horizontal

$$+\uparrow \sum F_X = 0$$

$$F_{AT} - B_X + F_{CH} + D_X = 0$$

$$192,17 \text{ N} - B_X + 41,06 \text{ N} + D_X = 0$$

$$B_X - D_X = 233,23 \text{ N}$$

$$\curvearrowright \sum M_{BH} = 0$$

$$F_{AT}(310 \text{ mm}) - B_X(225,5 \text{ mm}) + F_{BH}(144,5) = 0$$

$$192,17 \text{ N}(310 \text{ mm}) - B_X(225,5 \text{ mm}) + 41,06 \text{ N}(144,5) = 0$$

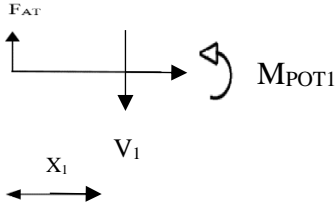
$$59572,7 + 5933,17 = B_X(225,5)$$

$$B_X = 290,49 \text{ N}$$

$$D_X = B_X - 233,23 \text{ N}$$

$$D_X = 290,49 \text{ N} - 233,23 \text{ N}$$

$$D_X = 57,26 \text{ N}$$

Potongan I**Gambar 4.17** Potongan Momen Bending I Horizontal

$$\begin{aligned}
 +\uparrow \sum F_X &= 0 \\
 F_{AT} - V_1 &= 0 \\
 V_1 &= F_{AT} \\
 V_1 &= 192,17 \text{ N}
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 \curvearrowright \sum M_{POTI} &= 0 \\
 -F_{AT}(X_1) + M_{POTI} &= 0 \\
 M_{POTI} &= F_{AT}(X_1) \\
 M_{POTI} &= 192,17 \text{ N}(X_1)
 \end{aligned}$$

Sehingga nilai M_{POTI} di dapat :

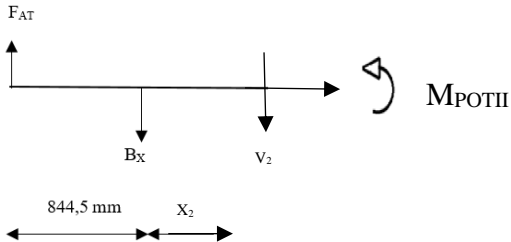
$$X_1 = 0, M_{POTI} = 0$$

$$X_1 = 42,25 \text{ mm}, M_{POTI} = 8119,182 \text{ N.mm}$$

$$X_1 = 84,5 \text{ mm}, M_{POTI} = 16238,365 \text{ N.mm}$$

Sehingga di dapat nilai $X_1 = 84,5 \text{ mm}$

Potongan II



Gambar 4.18 Potongan Momen Bending II Horizontal

$$+\uparrow \sum F_X = 0$$

$$F_{AT} - B_X - V_2 = 0$$

$$V_2 = F_{AT} - B_X$$

$$V_2 = 192,17 \text{ N} - 290,49 \text{ N}$$

$$V_2 = -98,32 \text{ N}$$

$$\curvearrowright \sum M_{POTII} = 0$$

$$-F_{AT}(84,5 + X_2) + B_X(X_2) + M_{POTII} = 0$$

$$M_{POTII} = F_{AT}(84,5 + X_2) - B_X(X_2)$$

$$M_{POTII} = 192,17 \text{ N} (84,5 + X_2) - 290,49 \text{ N} (X_2)$$

Sehingga nilai M_{POTII} di dapat :

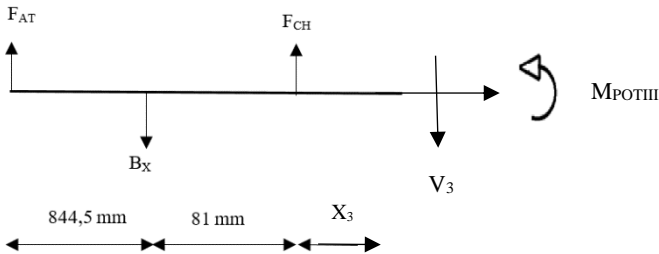
$$X_2 = 0, M_{POTII} = 16238,365 \text{ N.mm}$$

$$X_2 = 40,5 \text{ mm}, M_{POTII} = 35786,095 \text{ N.mm}$$

$$X_2 = 81 \text{ mm}, M_{POTII} = 55333,825 \text{ N.mm}$$

Sehingga di dapat nilai $X_2 = 81 \text{ mm}$

Potongan III



Gambar 4.19 Potongan Momen Bending III Horizontal

$$+\uparrow \sum F_X = 0$$

$$F_{AT} - B_X + F_{BH} - V_3 = 0$$

$$V_3 = F_{AT} - B_X + F_{BH}$$

$$V_3 = 192,17 \text{ N} - 290,49 \text{ N} + 41,06 \text{ N}$$

$$V_3 = -57,26 \text{ N}$$

$$\curvearrowright \sum M_{POTIII} = 0$$

$$-F_{AT}(165,5 + X_3) + B_X(81 + X_3) - F_{BH}(X_3) + M_{POTIII} = 0$$

$$M_{POTIII} = F_{AT}(165,5 + X_3) - B_X(81 + X_3) + F_{BH}(X_3)$$

$$M_{POTIII} = 192,17 \text{ N} (165,5 + X_3) - 290,49 \text{ N} (81 + X_3) + 41,06 \text{ N} (X_3)$$

Sehingga nilai M_{POTIII} di dapat :

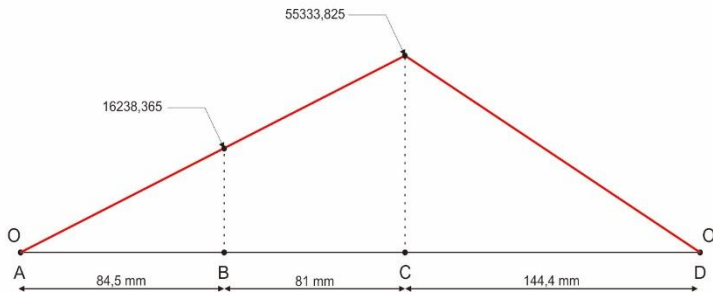
$$X_3 = 0, M_{POTIII} = 6274,445 \text{ N.mm}$$

$$X_3 = 72,25 \text{ mm}, M_{POTIII} = -27570,64 \text{ N.mm}$$

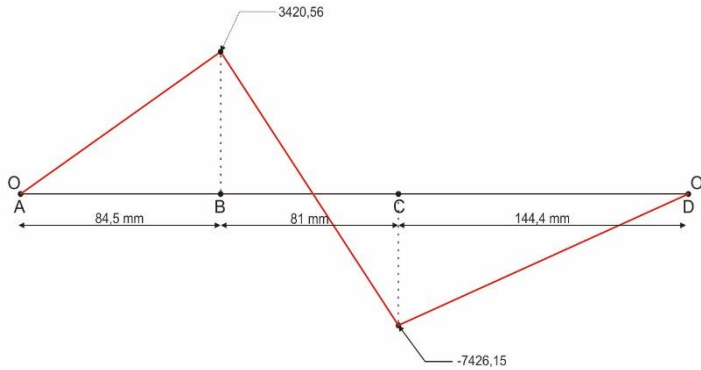
$$X_3 = 144,5 \text{ mm}, M_{POTIII} = 0 \text{ N.mm}$$

Sehingga di dapat nilai $X_3 = 144,5 \text{ mm}$

Horizontal

**Gambar 4.20** *Diagram Momen Bending Horizontal*

Vertikal

**Gambar 4.21** *Diagram Momen Bending Vertikal*

4.6.5 Momen Terbesar

Setelah menghitung momen bending, total disetiap titik hasilnya di dapatkan bahwa momen bending terbesar berada pada titik C. Perhitungan tersebut dapat diketahui melalui rumus :

$$M_b = \sqrt{(M_{bh})^2 + (M_{bv})^2}$$

Sehingga :

$$M_b = \sqrt{(M_{bh})^2 + (M_{bv})^2}$$

$$M_b = \sqrt{(-7426,15)^2 + (55333,825)^2}$$

$$M_b = 55829,91 \text{ N.mm}$$

$$M_b = 5693066,43 \text{ kgf.mm} = 5693066 \text{ kgf.mm}$$

4.6.6 Perhitungan Diameter Poros

Perhitungan diameter poros dapat diketahui melalui rumus berikut :

$$D^3 \leq \frac{16 \cdot N}{\pi \cdot 0,5 \cdot Syp} \sqrt{M^2 + T^2}$$

$$D \leq \sqrt[3]{\frac{16 \cdot N}{\pi \cdot 0,5 \cdot Syp} \sqrt{M^2 + T^2}}$$

Dimana :

$$M = 5693066 \text{ kgf.mm}$$

$$T = 9,74 \times 10^5 \frac{Pd}{n}$$

$$T = 9,74 \times 10^5 \frac{0,895 \text{ Kw}}{922 \text{ rpm}}$$

$$N = 2$$

Sehingga :

$$D \leq \sqrt[3]{\frac{16 \cdot N}{\pi \cdot 0,5 \cdot Syp} \sqrt{M^2 + T^2}}$$

$$D \leq \sqrt[3]{\frac{16.2}{\pi \cdot 0,5 \cdot 60,48 \text{ kgf/mm}^2}} \sqrt{5693066^2 + 965^2}$$

$$D \geq 124 \text{ mm}$$

Pada perencanaan menggunakan poros berdiameter 310 mm

4.7 Perencanaan Pasak

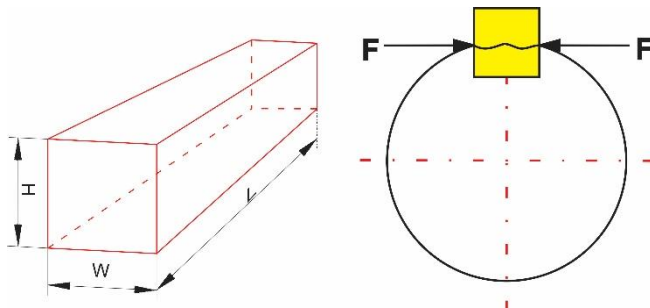
Untuk diameter poros 310 mm, maka digunakan pasak dengan tipe *square*. Pasak tipe ini pada umumnya mempunyai dimensi $W=H= \frac{1}{4}$ (lampiran 14) dari diameter poros (D), yaitu :

$$\begin{aligned} W = H &= \frac{1}{4} (D) \\ &= \frac{1}{4} (310 \text{ mm}) \\ &= 77,5 \text{ mm} \end{aligned}$$

Bahan pasak direncanakan baja AISI A1020 *stress yield point* (S_{yp}) = 52 ksi.

$$S_{yp} = 52 \text{ ksi} = 36,4 \text{ kgf/mm}^2$$

4.7.1 Gaya yang Terjadi pada Pasak



Gambar 4.22 Dimensi Pasak

Gaya pada pasak dapat dihitung dengan menggunakan persamaan :

$$T = F \frac{D}{2}$$

$$F = \frac{2 \cdot T}{D}$$

dimana:

$$D = 25 \text{ mm}$$

$$T = Td = 945 \text{ kgf} \cdot \text{mm}$$

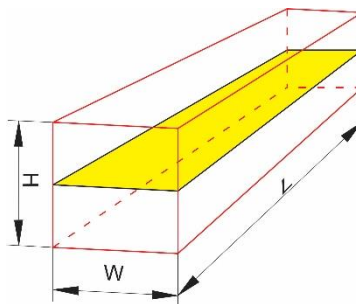
Maka gaya pada pasak didapatkan:

$$F = \frac{2 \cdot 945 \text{ kgf} \cdot \text{mm}}{310}$$

$$F = 6,09 \text{ kgf}$$

4.7.2 Tinjauan Terhadap Tegangan Geser

Gaya tangensial yang bekerja pada pasak menyebabkan tegangan geser. Adapun tegangan geser yang bekerja pada pasak dapat dihitung dengan menggunakan persamaan:



Gambar 4.23 Luasan untuk tegangan geser

$$\tau_s = \frac{F}{A}$$

$$\tau_s = \frac{2T}{W \cdot L \cdot D}$$

Supaya pasak aman, maka syarat yang harus dipenuhi adalah:

$$\tau_s \leq \frac{S_{syp}}{N}$$

$$\frac{2T}{W \cdot L \cdot D} \leq \frac{S_{syp}}{N}$$

$$L \geq \frac{2T \cdot N}{W \cdot 0,5 \cdot S_{yp} \cdot D}$$

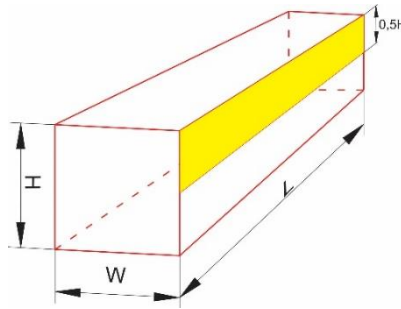
$$L \geq \frac{2 \cdot 945 \text{ kgf} \cdot \text{mm} \cdot 2,5}{6,35 \text{ mm} \cdot 0,5 \cdot 36,4 \frac{\text{kgf}}{\text{mm}^2} \cdot 310 \text{ mm}}$$

$$L \geq 1,3 \text{ mm}$$

Pada perencanaan menggunakan pasak dengan panjang 30 mm

4.7.3 Tinjauan Terhadap Tegangan Kompresi

Tegangan kompresi yang bekerja pada pasak dihitung dengan menggunakan rumus :



Gambar 4.24 Luasan untuk tegangan kompresi

$$\sigma_c = \frac{F}{A} = \frac{2T}{0,5 W \cdot L \cdot D} = \frac{4T}{W \cdot L \cdot D}$$

Panjang pasak pada tegangan kompresi :

$$\sigma_c \leq \frac{S_{yp}}{N}$$

$$\frac{4T}{W \cdot L \cdot D} \leq \frac{S_{yp}}{N}$$

$$L \geq \frac{4T \cdot N}{W \cdot S_{yp} \cdot D}$$

$$L \geq \frac{4 \cdot 945 \text{ kgf} \cdot \text{mm} \cdot 2,5}{6,35 \text{ mm} \cdot 0,58 \cdot 36,4 \frac{\text{kgf}}{\text{mm}^2} \cdot 310 \text{ mm}}$$

$$L \geq 0,2 \text{ mm}$$

Pada perencanaan menggunakan pasak dengan panjang 30 mm.

4.8 Bantalan (Bearing)

Dari hasil analisa dan perhitungan, maka diperoleh data sebagai berikut :

1. Diameter poros (D_p) : 32 mm
2. Gaya bantalan dititik B : $B_X = 96$ N
 $B_Y = 91$ N
3. Gaya bantalan dititik D : $D_X = 26,1$ N
 $D_Y = 259,52$ N
4. C_o : 4020
5. C : 5750
6. F_s : 1,0 (uniform and steady load)
7. V : 1,0 (ring dalam berputar)

4.8.1 Gaya Radial pada Bearing

$$Fr = \sqrt{(F_X)^2 + (F_Y)^2}$$

- Pada Bantalan B

$$\begin{aligned} Fr &= \sqrt{(B_X)^2 + (B_Y)^2} \\ &= \sqrt{(96)^2 + (91)^2} \\ &= 4,18 \text{ N} \end{aligned}$$

- Pada Bantalan D

$$\begin{aligned} Fr &= \sqrt{(D_X)^2 + (D_Y)^2} \\ &= \sqrt{(26,1)^2 + (259,52)^2} \\ &= 260,83 \text{ N} \end{aligned}$$

Jadi gaya terbesar (F) = 260,83 N

4.8.2 Beban Equivalent pada Bantalan

Bantalan menerima beban yang berkombinasi antara beban radial (F_r) dan beban aksial (F_a) karena jenis bantalan yang dipilih adalah *single row ball bearing* maka :

$$P_A = F_s (X.V.F_r + Y.F_a)$$

Karena $F_a = 0$

$$\frac{F_a}{v.F_r} = 0$$

$$\frac{F_a}{v.F_r} \leq 1$$

Maka nilai $X = 1$ dan $Y = 0$

$$\begin{aligned} P_b &= F_s (X.V.F_b) \\ &= 1,0 (1.1.260,83) \\ &= 260,83 \text{ kgf} \end{aligned}$$

4.8.3 Umur Bantalan (*Bearing*)

Jadi umur bantalan A dan B dapat dihitung dengan menggunakan rumus :

$$L_{10} = \frac{10^6}{60 \cdot n_p} \cdot \left(\frac{C}{P} \right)^b$$

Diketahui :

$$n_p = n_1 = 2880 \text{ rpm}$$

$b = 3$ (untuk bantalan bola)

Sehingga :

$$\begin{aligned} L_{10} &= \frac{10^6}{60 \cdot 2880 \text{ rpm}} \cdot \left(\frac{5750}{160,83} \right)^3 \\ &= 264594,56 \end{aligned}$$

4.9 Pengujian kapasitas produksi

pengujian dilakukan dengan menggunakan mesin yang telah dirakit sesuai dengan perhitungan yang telah dilakukan dan menggunakan komponen elemen mesin yang telah ditetapkan



Gambar 4.25 *Mesin pembentuk kawat pegas lurus menjadi kawat pegas spiral dengan diameter 1,5 mm*

Dari percobaan pembentukan kawat pegas lurus menjadi kawat pegas spiral dengan Mesin pembentuk kawat pegas lurus menjadi kawat pegas spiral dengan kapasitas 10 meter kawat pegas lurus dalam satu kali proses percobaan didapatkan data sebagai berikut :

Tabel 4.1 Perbandingan hasil penujian

Percobaan	Waktu Loading	Waktu Proses	Waktu Unloading
1	25 detik	10 detik	3 detik
2	24 detik	10,2 detik	3 detik
3	25 detik	10,1 detik	3 detik

Dari hasil percobaan yang dilakukan didapatkan waktu rata-rata pembentukan profil dengan Mesin pembentuk kawat pegas dengan kapasitas 10 meter kawat adalah sebagai berikut :

- Waktu loading : 25 detik
- Waktu proses : 10 detik
- Waktu unloading : 3 detik

Total waktu yang dibutuhkan dalam satu kali proses pembentukan kawat pegas adalah 38,1 detik dengan dihasilkan 660 bentuk spiral.



Gambar 4.26 Hasil produksi dari mesin pembentuk kawat pegas lurus menjadi kawat pegas spiral

4.10 Cara Pengoperasian Mesin Pembentuk Kawat Pegas Lurus menjadi Kawat Pegas Spiral

Cara Pengoperasian mesin pembentuk kawat pegas lurus menjadi kawat pegas spiral yakni terdapat tiga proses sebagai berikut :

1. Proses *Loading*
2. Proses Produksi
3. Proses *Unloading*

Tahap proses pembentukan dari kawat pegas lurus menjadi kawat pegas spiral sebagai berikut :

1. Kawat pegas lurus disiapkan terlebih dahulu yang nanti akan dilakukan proses pembentukan menjadi kawat pegas spiral. Kawat yang digunakan yakni kawat pegas lurus berdiameter 1.5 mm dan panjang nya 10 meter.
2. Mesin pembentuk kawat pegas lurus menjadi kawat pegas spiral dipersiapkan.
3. Kawat pegas lurus dilakukan proses *loading* dengan cara memasukkan kawat pegas lurus di tempat *locator* dan *roll* pendorong yang terdapat pada mesin pembentuk kawat pegas lurus menjadi kawat pegas spiral.
4. Selanjutnya dilakukan proses produksi dengan menghidupkan mesin tersebut dengan cara menekan tombol ON yang terdapat pada mesin pembentuk kawat pegas lurus menjadi kawat pegas spiral.
5. Kawat pegas lurus yang terdapat di *locator* dan *roll* pendorong bergerak maju menuju cetakan yang terdapat pada mesin pembentuk kawat pegas lurus menjadi kawat pegas spiral dan terjadi proses pembentukan menjadi kawat pegas spiral.
6. Kawat pegas lurus sepanjang 10 meter tersebut telah terbentuk menjadi kawat pegas spiral.
7. Selanjutnya yakni mematikan mesin tersebut dengan cara menekan tombol *OFF* yang terdapat pada mesin pembentuk kawat pegas lurus menjadi kawat pegas spiral

8. Proses terakhir dilakukan proses unloading pada mesin dengan cara menarik kawat pegas spiral yang telah terbentuk pada cetakan di mesin kawat pegas lurus menjadi kawat pegas spiral

BAB V

KESIMPULAN

5.1 Kesimpulan

Dari proses perencanaan dan pembahasan Tugas Akhir dengan judul Rancang Bangun Mesin Pembentuk Kawat Pegas Lurus Menjadi Kawat Pegas Spiral ini dapat disimpulkan bahwa:

1. Didapatkan Desain Rancang Bangun Mesin Pembentuk Kawat Pegas Lurus menjadi Kawat Pegas Spiral dengan ukuran 595 mm x 24 mm x 970 mm.
2. Didapatkan gaya dan daya yang dibutuhkan mesin pembentuk kawat pegas lurus menjadi kawat pegas spiral dalam proses pembentukan kawat pegas sebagai berikut :
 - Diperlukan proses pembentukaan kawat pegas lurus dengan torsi 2275 kgf.mm dengan daya 738 watt, maka dapat menggunakan motor 1 HP
3. Didapatkan perhitungan elemen mesin dari Mesin Pembentuk Kawat Pegas Lurus Menjadi Kawat Pegas Spiral:
 - Poros yang digunakan dengan bahan ST 45 dengan diameter 31 mm dan 32 mm
 - Pasak yang digunakan dengan bahan ST 40
 - Bearing yang digunakan yakni *pillow bearing* dan *single row bearing* dengan umur 264594,56 jam
 - Belt yang digunakan adalah Belt dengan tipe A dengan panjang 2000 mm
4. Didapatkan peningkatan kapasitas dalam produksi UD. Jaya Makmur. Dari hasil dilapangan yakni 123 bentuk spiral/menit menggunakan mesin konvesional menjadi 660 bentuk spiral/menit menggunakan mesin pementuk kawat pegas lurus menjadi kawat pegas spiral.

5.2 Saran

Saran yang diperlukan untuk membuat Mesin Pembentuk Kawat Pegas Lurus Menjadi Kawat Pegas Spiral ini adalah :

1. Proses pembentukan kawat dapat digunakan tidak hanya pada diameter 1,5 mm.
2. Proses *setting* dari *roll* pendorong lebih dipermudah
3. Pada bagian roda gigi sebaiknya diberikan tutup (pengaman) supaya lebih aman.
4. Diberikan sistem otomatis pada proses pemotongan kawat dikarenakan agar pemotongan kawat sekaligus satu proses produksi

DAFTAR PUSTAKA

- Deutschman, Aaron D. 1975. *Machine Design: Theory and Practice*, New York: Machimillan Publishing Co., Inc
- Dobrovolsky. 1985. *Machine Elements*, second edition. Peace Publisher. Moskow
- JMK A Collins, *Mechanical Design of Machine Elements and Machines*, John Wiley & Sons, New York, 2003
- R.C. Hibbeler, 2001. *Engginering Mechanics Statics, Second Edition*, Practice Hall.

Lampiran 1a. Tabel Konversi Satuan

TABLE 1. Conversion Factors		
Area		
1 mm ² = 1.0 × 10 ⁻⁶ m ²	1 ft ² = 144 in. ²	
1 cm ² = 1.0 × 10 ⁻⁴ m ² = 0.1550 in. ²	1 in. ² = 6.4516 cm ² = 6.4516 × 10 ⁻⁴ m ²	
1 m ² = 10.7639 ft ²	1 ft ² = 0.092 903 m ²	
Conductivity		
1 W/m-K = 1 J/s-m-K		
= 0.577 789 Btu/h-ft-R	1 Btu/h-ft-R = 1.730 735 W/m-K	
Density		
1 kg/m ³ = 0.06242797 lbm/ft ³	1 lbm/ft ³ = 16.018 46 kg/m ³	
1 g/cm ³ = 1000 kg/m ³		
1 g/cm ³ = 1 kg/L		
Energy		
1 J = 1 N-m = 1 kg-m ² /s ²		
1 J = 0.737 562 lbf-ft	1 lbf-ft = 1.355 818 J	
1 cal (Int.) = 4.1868 J	= 1.28507 × 10 ⁻³ Btu	
	1 Btu (Int.) = 1.055 056 kJ	
1 erg = 1.0 × 10 ⁻⁷ J	= 778.1693 lbf-ft	
1 eV = 1.602 177 33 × 10 ⁻¹⁹ J		
Force		
1 N = 0.224809 lbf	1 lbf = 4.448 222 N	
1 kp = 9.80665 N (1 kgf)		
Gravitation		
g = 9.80665 m/s ²	g = 32.17405 ft/s ²	
Heat capacity, specific entropy		
1 kJ/kg-K = 0.238 846 Btu/lbm-R	1 Btu/lbm-R = 4.1868 kJ/kg-K	
Heat flux (per unit area)		
1 W/m ² = 0.316 998 Btu/h-ft ²	1 Btu/h-ft ² = 3.15459 W/m ²	
Heat transfer coefficient		
1 W/m ² -K = 0.176 11 Btu/h-ft ² -R	1 Btu/h-ft ² -R = 5.67826 W/m ² -K	
Length		
1 mm = 0.001 m = 0.1 cm	1 ft = 12 in.	
1 cm = 0.01 m = 10 mm = 0.3970 in.	1 in. = 2.54 cm = 0.0254 m	
1 m = 3.28084 ft = 39.370 in.	1 ft = 0.3048 m	
1 km = 0.621 371 mi	1 mi = 1.609344 km	
1 mi = 1609.3 m (US statute)	1 yd = 0.9144 m	

Lampiran 1b. Tabel Konversi Satuan(lanjutan)

TABLE (Continued) Conversion Factors	
Specific kinetic energy (V^2)	
$1 \text{ m}^2/\text{s}^2 = 0.001 \text{ kJ/kg}$	$1 \text{ ft}^2/\text{s}^2 = 3.9941 \times 10^{-5} \text{ Btu/lbm}$
$1 \text{ kJ/kg} = 1000 \text{ m}^2/\text{s}^2$	$1 \text{ Btu/lbm} = 25037 \text{ ft}^2/\text{s}^2$
Specific potential energy (Zg)	
$1 \text{ m} \cdot g_{\text{std}} = 9.80665 \times 10^{-3} \text{ kJ/kg}$	$1 \text{ ft} \cdot g_{\text{std}} = 1.0 \text{ lbf-ft/lbm}$
$= 4.21607 \times 10^{-3} \text{ Btu/lbm}$	$= 0.001285 \text{ Btu/lbm}$
	$= 0.002989 \text{ kJ/kg}$
Specific volume	
$1 \text{ cm}^3/\text{g} = 0.001 \text{ m}^3/\text{kg}$	
$1 \text{ cm}^3/\text{g} = 1 \text{ L/kg}$	
$1 \text{ m}^3/\text{kg} = 16.01846 \text{ ft}^3/\text{lbm}$	$1 \text{ ft}^3/\text{lbm} = 0.062428 \text{ m}^3/\text{kg}$
Temperature	
$1 \text{ K} = 1^\circ\text{C} = 1.8 \text{ R} = 1.8 \text{ F}$	$1 \text{ R} = (5/9) \text{ K}$
$\text{TC} = \text{TK} - 273.15$	$\text{TF} = \text{TR} - 459.67$
$= (\text{TF} - 32)/1.8$	$= 1.8 \text{ TC} + 32$
$\text{TK} = \text{TR}/1.8$	$\text{TR} = 1.8 \text{ TK}$
Universal Gas Constant	
$R = N_A k = 8.31451 \text{ kJ/kmol-K}$	$R = 1.98589 \text{ Btu/lbmol-R}$
$= 1.98589 \text{ kcal/kmol-K}$	$= 1545.36 \text{ lbf-ft/lbmol-R}$
$= 82.0578 \text{ atm-L/kmol-K}$	$= 0.73024 \text{ atm-ft}^3/\text{lbmol-R}$
	$= 10.7317 (\text{lbf/in.}^2)\text{-ft}^3/\text{lbmol-R}$
Velocity	
$1 \text{ m/s} = 3.6 \text{ km/h}$	$1 \text{ ft/s} = 0.681818 \text{ mi/h}$
$= 3.28084 \text{ ft/s}$	$= 0.3048 \text{ m/s}$
$= 2.23694 \text{ mi/h}$	$= 1.09728 \text{ km/h}$
$1 \text{ km/h} = 0.27778 \text{ m/s}$	$1 \text{ mi/h} = 1.46667 \text{ ft/s}$
$= 0.91134 \text{ ft/s}$	$= 0.44704 \text{ m/s}$
$= 0.62137 \text{ mi/h}$	$= 1.609344 \text{ km/h}$
Volume	
$1 \text{ m}^3 = 35.3147 \text{ ft}^3$	$1 \text{ ft}^3 = 2.831685 \times 10^{-2} \text{ m}^3$
$1 \text{ L} = 1 \text{ dm}^3 = 0.001 \text{ m}^3$	$1 \text{ in.}^3 = 1.6387 \times 10^{-5} \text{ m}^3$
$1 \text{ Gal (US)} = 3.785412 \text{ L}$	$1 \text{ Gal (UK)} = 4.546090 \text{ L}$
$= 3.785412 \times 10^{-3} \text{ m}^3$	$1 \text{ Gal (US)} = 231.00 \text{ in.}^3$

Lampiran 1c. Tabel Konversi Satuan(lanjutan)

TABLE (Continued) Conversion Factors			
Mass			
1 kg	= 2.204 623 lbm	1 lbm	= 0.453 592 kg
1 tonne	= 1000 kg	1 slug	= 14.5939 kg
1 grain	= 6.47989×10^{-5} kg	1 ton	= 2000 lbm
Moment (torque)			
1 N-m	= 0.737 562 lbf-ft	1 lbf-ft	= 1.355 818 N-m
Momentum (mV)			
1 kg-m/s	= 7.232 94 lbm-ft/s	1 lbm-ft/s	= 0.138 256 kg-m/s
	= 0.224809 lbf-s		
Power			
1 W	= 1 J/s = 1 N-m/s	1 lbf-ft/s	= 1.355 818 W
	= 0.737 562 lbf-ft/s		= 4.626 24 Btu/h
1 kW	= 3412.14 Btu/h	1 Btu/s	= 1.055 056 kW
1 hp (metric)	= 0.735 499 kW	1 hp (UK)	= 0.7457 kW
			= 550 lbf-ft/s
			= 2544.43 Btu/h
1 ton of refrigeration	= 3.516 85 kW	1 ton of refrigeration	= 12 000 Btu/h
Pressure			
1 Pa	= 1 N/m ² = 1 kg/m-s ²	1 lbf/in. ²	= 6.894 757 kPa
1 bar	= 1.0×10^5 Pa = 100 kPa		
1 atm	= 101.325 kPa	1 atm	= 14.695 94 lbf/in. ²
	= 1.01325 bar		= 29.921 in. Hg [32 F]
	= 760 mm Hg [0°C]		= 33.899 5 ft H ₂ O [4°C]
	= 10.332 56 m H ₂ O [4°C]		
1 torr	= 1 mm Hg [0°C]	1 psi	= 0.068 95 bar
1 mm Hg [0°C]	= 0.133 322 kPa	1 in. Hg [0°C]	= 0.49115 lbf/in. ²
1 m H ₂ O [4°C]	= 9.806 38 kPa	1 in. H ₂ O [4°C]	= 0.036126 lbf/in. ²
Specific energy			
1 kJ/kg	= 0.42992 Btu/lbm	1 Btu/lbm	= 2.326 kJ/kg
	= 334.55 lbf-ft/lbm	1 lbf-ft/lbm	= 2.98907×10^{-3} kJ/kg
			= 1.28507×10^{-3} Btu/lbm

Lampiran 2. *Safety Factor*

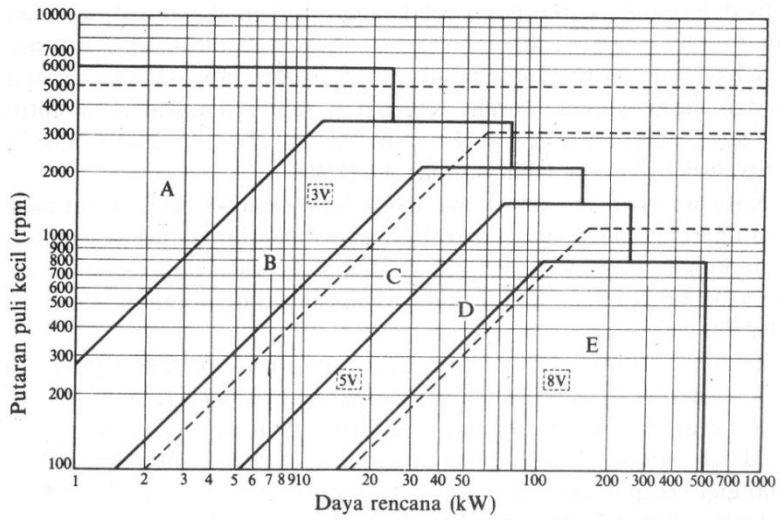
1	N = 1,25 – 1,5 for exceptionally reliable materials used under controllable conditions and subjected to loads and stresses that can be determined with certainty. Used almost invariably where low weight is a particularly important consideration.
2	N = 1,5 – 2 for well-known materials, under reasonably constant environmental conditions, subjected to loads and stresses that can be determined readily.
3	N = 2 – 2,5 for average materials operated in ordinary environments and subjected to loads and stresses that can be determined.
4	N = 2,5 – 3 for less tried or for brittle materials under average conditions of environment, load, stress.
5	N = 3 – 4 for untried materials used under average conditions of environment, load, and stress.
6	N = 3 – 4 should also be used with better known materials that are to be used in uncertain environments or subjected to uncertain stresses.
7	Repeated loads : the factors established in items 1 to 6 are acceptable but must be applied to the endurance limit rather than the yield strength of the materials.
8	Impact forces : the factors given in items 3 to 6 are acceptable, but an impact factor should be included.
9	Brittle materials : where the ultimate strength is used as the theoretical maximum. The factors presented in items 1 to 6 should be approximately doubled.
10	Where higher factors might appear desirable, a more thorough analysis of the problem should be undertaken before deciding upon their use.

					Specific	Specific
Material	Density	Modulus	Yield	Ultimate	Yield	Stiffness
Glass	2.6	70	70	70	26.9	26.9
Aluminum, Alloy 1100-H14	2.7	69	110	120	40.7	25.6
Steel, High Strength, low range	7.85	200	340	550	43.3	25.5
Magnesium, low	1.8	43	80	140	44.4	23.9
Steel, hot rolled, 1% C	7.85	200	580	960	73.9	25.5
Glass, Phys Tempered	2.6	70	210	210	80.8	26.9
Steel, High Strength, high range	7.85	200	1000	1200	127.4	25.5
Aluminum, Alloy 2014-T6	2.7	72	410	500	151.9	26.7
Magnesium, high	1.8	43	280	340	155.6	23.9
Titanium, low	4.5	110	760	900	168.9	24.4
Glass, Chem. Tempered	2.6	70	500	500	192.3	26.9
Titanium, high	4.5	110	1000	1200	222.2	24.4
Glass, Fibers	2.6	70	4000	4000	1538.5	26.9

Lampiran 4. Safety factor belt

Mesin yg digerakkan	Penggerak					
	Momen puntir puncak 200%			Momen puntir puncak > 100%		
	Motor AC(momen normal, sangkar bajing sinkron) motor arus searah (lilitan shunt)			Motor AC balik (momen tinggi, fase tunggal, lilitan seri) motor arus searah (lilitan kompon, lilitan seri), mesin torak, kopling tak tetap		
	Jumlah jam kerja per hari			Jumlah jam kerja per hari		
	3-5 jam	8-10 jam	16-24 jam	3-5 jam	8-10 jam	16-24 jam
<i>Variasi beban sangat kecil</i>						
Pengaduk zat cair, kipas angin, blower (sampai 7,5 kw), pompa sentrifugal, konveyor tugas ringan	1,0	1,1	1,2	1,2	1,3	1,4
<i>Variasi beban kecil</i>						
Konveyor sabuk(pasir, batu bara) pengaduk, kipas angin(lebih dari 7,5 kW), mesin torak , peluncur, mesin perkakas, mesin percetakan, mesin perajang singkong dan sejenisnya.	1,2	1,3	1,4	1,4	1,5	1,6
<i>Variasi beban sedang</i>						
Konveyor (ember, sekrup), pompa torak, kompresor, gilingan palu, pengocok, roots-blower, mesin tekstil, mesin kayu, mesin perajang rumput dan akar, dan sejenisnya.	1,3	1,4	1,5	1,6	1,7	1,8
<i>Variasi beban besar</i>						
Penghancur, gilingan bola atau batang, pengangkat, mesin pabrik karet (rol karet, lender)	1,5	1,6	1,7	1,8	1,9	2,0

Lampiran 5. Diagram pemilihan Belt



Lampiran 6. Diameter Pule Kecil

Type Belt	A	B	C	D	E	3V	5V	8V
Diameter minimum yang diijinkan (mm)	65	115	175	300	450	67	180	315
Diameter minimum yang diijinkan (mm)	95	145	225	350	550	100	224	360

Lampiran 7. Dimensi Belt

Type of belt	Cross-sectional			Design length of belt, L Mm
	b mm	h mm	A cm²	
O	10	6	0,47	400; 450; 560; 630; 710; 800; 900 1000; 1120; 1250; 1400; 1600 1800; 2000; 2240; 2500
A	13	8	0,81	560; 630; 710; 800; 900; 1000; 1120 1250; 1400; 1600; 1800; 2000 2240; 2500; 2800; 3150; 3550; 4000
B	17	10,5	1,38	800; 900; 1000; 1120; 1250; 1400 1600; 1800; 2000; 2240; 2500 2800; 3150; 3550; 4000; 4500 5000; 5600; 6300
C	22	13,5	2,3	1800; 2000; 2240; 2500; 2800 3150; 3550; 4000; 4500; 5000 5600; 6300; 7100; 8000; 9000; 10.000
D	32	19	4,75	3150; 3550; 4000; 4500; 5000 5600; 6300; 7100; 8000; 9000 10.000; 11.000; 12.500; 14.000
E	38	23,5	6,95	4500; 5000; 5600; 7100 8000; 9000; 10.000; 11.200; 12.500 14.000; 16.000; 18.000
F	50	30	11,7	6300; 7100; 8000; 9000; 10.000 11.200; 12.500; 14.000; 16.000; 18.000

Lampiran 8. Koefisien Gesek antara Belt dan Pulley

Type of belt	Pule material			
	Compressed paper	wood	steel	Cast iron
<u>Leather :</u>				
Tanned with vegetable compound	0.35	0.30	0.25	0.25
Tanned with mineral compound	0.50	0.45	0.40	0.40
<u>Cotton :</u>				
Solid woven	0.28	0.25	0.22	0.22
Stitched	0.25	0.23	0.20	0.20
<u>Woolen</u>	0.45	0.40	0.35	0.35
<u>Rubber</u>	0.35	0.32	0.30	0.30

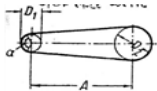
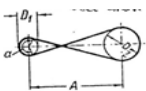
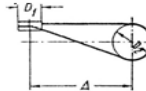
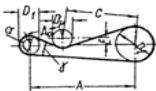
Sumber : (Dobrovolsky, 1985: 206)

Lampiran 9. Tabel Perencanaan Pulley

Tipe Belt	A	B	C	D	E	3V	5V	8V
Diameter minimum yg diijinkan (mm)	65	115	175	300	450	67	180	315
Diameter minimum yg dianjurkan (mm)	95	145	225	350	550	100	224	360

(Sumber : Sularso, 2004 : 186)

Lampiran 10. Sudut kontak dan panjang belt

Sketch				
Arc of contact between the belt and the smaller pulley	$\alpha \approx 180^\circ - \frac{D_2 - D_1}{A} 60^\circ$	$\alpha \approx 180^\circ - \frac{D_2 + D_1}{A} 60^\circ$	$\alpha \approx 180^\circ + \frac{D_1}{A} 60^\circ$	$\alpha \approx 180^\circ - \frac{D_2 - D_1}{A} 60^\circ + \frac{(D_1 + D_F - 2E)}{2A_F}$
Geometrical length of belt (disregarding tension and sag)	$L = 2A + \frac{\pi}{2}(D_2 + D_1) + \frac{(D_2 - D_1)^2}{4A}$	$L = 2A + \frac{\pi}{2}(D_2 + D_1) + \frac{(D_2 + D_1)^2}{4A}$	$L = 2A + \frac{\pi}{2}(D_2 + D_1) + \frac{D_2^2 + D_1^2}{4A}$	$L = (A + Ap + C) + \frac{\pi}{2}(D_2 + D_1) + \frac{(D_2 - D_1)^2}{8A} + \frac{(D_2 + D_F)^2}{8A} + \frac{(D_1 + D_F)^2}{8C} - \frac{E}{Ap} \frac{(D_1 + D_F)}{2} - \frac{E}{C} \frac{(D_2 + D_F)}{2}$

(Sumber : Dobrovolsky, 1985: 232-233)

Lampiran 11. Tipe dan dimensi dari V-Belt

Cross-section of V-belt		(Ukuran untuk Gambar 3.9a)						
		O	A	B	C	D	E	F
Cross-section area (A) in cm ²		0.5	0.8	1.4	2.3	4.8	7.0	11.7
In conformity with the standard design of inner* length of belt in mm	min	500*	500*	630*	1.800	3.150	4.500	6.300
	max	2.500	4.000	6.300	9.000	11.000	14.000	1.120*
Difference between design and inner length of belt in mm		25	33	40	55	76	95	120
Minimum allowable design diameters of pulleys in mm		63	90	125	200	315	500	800
Constants in formula (3-25)	a	23	25	28	30	32	32	32
	w	100	120	180	215	280	350	440
Maximum recommended velocity v max in m/sec		25	25	25	25	30	30	30
Design width of belt a _d in mm		8.5	11	14	19	27	32	42
Rated size of pulley grooves (Fig.3-10)*	e	10	12.5	16	21	28.5	34	43
	c	2.5	3.5	5	6	8.5	10	12.5
	t	12	16	20	26	37.5	44.5	58
	s	8	10	12.5	17	24	29	38
	β°	34-40				36-40		38-40

Note : The angle of groove (β) is selected depending on the pulley diameter; lesser angle corresponds to a lesser diameter. (Sumber : Dobrovolsky, 1985: 216)

Lampiran 12. Faktor kecepatan (C_v) dan Faktor sudut kontak C_α

Faktor kecepatan (C_v)

Kecepatan belt v (m/s)	1	5	10	15	20	25	30
Belt datar, C_v	1,04	1,03	1,0	0,95	0,88	0,79	0,68
Vbelt, C_v	1,05	1,04	1,0	0,94	0,85	0,74	0,60

(Sumber :Dobrovolsky, 1985: 236)

Faktor sudut kontak C_α

Sudut kontak α (°)	80	120	140	160	180	220
Belt datar, C_α	-	0,82	0,88	0,94	1,0	1,12
V-belt, C_α	0,62	0,83	0,90	0,96	1,0	1,08

(Sumber : Dobrovolsky, 1985: 237)

Lampiran 13. Dimensi dan Bahan Untuk Belt

	Leather	Rubber canvas	Solid-woven cotton	Woven woolen	Interstit ched rubber	Woven semi-linen
Width b in mm	20-300	20-500	30-250	50-300	20-137	15-53
Thickness h in mm	Single 3-5.5 Double 7.5-10	2.5-13.5	4.5-6.5-8.5	6-9-11	1.75-2.5-3.3	1.75
UTS in kgf/cm ²	200	4-10 (without layers), 370 (with layers)	350-405	300	300	500
Max elongation	10% at 100kg/cm ²	18% at rupture	20-25% at rupture	60% at rupture	16% at rupture	10% at rupture
Ratio D_{min}/h recommended	35	40	30-40	30	40	30
Allowable	25	30	25-35	25	30	25
Recommended max velocity max in m/sec	40	20-30	25	30	50	50
Specific weight in kgf/dm ³	0.98	1.25-1.50	0.75-1.05	0.90-1.24	≈1.2	≈1.0
Constanta a	29	25	21	18	23	21
w (formula 3-25)	300	100	150	150	200	150
Modulus of Elastisitas, E_b in kgf/cm ²	1.000-1.500	800-1.200	300-600	—	1.000-1.200	—

Lampiran 14. Sistem Gigi / Tooth System

	14 $\frac{1}{2}$ -deg Full Depth	14 $\frac{1}{2}$ -deg Composite	20-deg Full Depth Involute	20-deg Stub Involute	20-deg Coarse Pitch	20-deg Fine Pitch
Addendum	$\frac{1}{P}$	$\frac{1}{P}$	$\frac{1}{P}$	$\frac{0.8}{P}$	$\frac{1}{P}$	$\frac{1}{P}$
Dedendum	$\frac{1.157}{P}$	$\frac{1.157}{P}$	$\frac{1.25}{P}$	$\frac{1}{P}$	$\frac{1.25}{P}$	$\frac{1.2}{P} + 0.002 \text{ in.}$
Clearance	$\frac{0.157}{P}$	$\frac{0.157}{P}$	$\frac{0.25}{P}$	$\frac{0.2}{P}$	$\frac{0.25}{P}$	$\frac{0.2}{P} + 0.002 \text{ in.}$
Working depth	$\frac{2}{P}$	$\frac{2}{P}$	$\frac{2}{P}$	$\frac{1.6}{P}$	$\frac{2}{P}$	$\frac{2}{P}$
Whole depth	$\frac{2.157}{P}$	$\frac{2.157}{P}$	$\frac{2.25}{P}$	$\frac{1.8}{P}$	$\frac{2.25}{P}$	$\frac{2.2}{P} + 0.002 \text{ in.}$

Lampiran 15. Nilai untuk faktor bentuk Lewis

No. at Teeth	Load at Tips				Load Near Midle			
	14,5 deg FD		20 deg FD		14,5 deg FD		20 deg FD	
	Y	y	Y	y	Y	y	Y	y
10	0.176	0.056	0.201	0.064				
11	0.192	0.061	0.226	0.072				
12	0.210	0.067	0.246	0.076	0.355	0.113	0.415	0.133
13	0.223	0.071	0.246	0.083	0.377	0.120	0.433	0.141
14	0.236	0.075	0.276	0.088	0.399	0.127	0.468	0.149
15	0.245	0.078	0.289	0.092	0.415	0.133	0.490	0.156
16	0.255	0.081	0.295	0.094	0.430	0.137	0.503	0.160
17	0.264	0.084	0.302	0.096	0.446	0.142	0.512	0.163
18	0.270	0.086	0.308	0.098	0.459	0.146	0.522	0.167
19	0.277	0.088	0.314	0.100	0.471	0.150	0.534	0.170
20	0.283	0.090	0.320	0.102	0.481	0.153	0.544	0.173
21	0.289	0.092	0.326	0.104	0.490	0.156	0.553	0.177
22	0.292	0.093	0.330	0.105	0.496	0.158	0.559	0.178
23	0.296	0.094	0.333	0.106	0.502	0.160	0.565	0.180
24	0.302	0.096	0.337	0.107	0.509	0.162	0.572	0.183
25	0.305	0.097	0.340	0.108	0.515	0.164	0.580	0.184
26	0.308	0.098	0.344	0.109	0.522	0.166	0.584	0.186
27	0.311	0.100	0.348	0.111	0.528	0.168	0.588	0.187
28	0.314	0.101	0.352	0.112	0.534	0.170	0.592	0.189
29	0.316	0.101	0.355	0.113	0.537	0.171	0.599	0.191
30	0.318	0.101	0.358	0.114	0.540	0.172	0.606	0.193
31	0.320	0.101	0.361	0.115	0.544	0.173	0.611	0.195
32	0.322	0.101	0.364	0.116	0.547	0.174	0.617	0.196
33	0.324	0.103	0.367	0.117	0.550	0.175	0.623	0.198
34	0.326	0.104	0.371	0.118	0.553	0.176	0.628	0.200
35	0.327	0.104	0.373	0.119	0.556	0.177	0.633	0.201
36	0.329	0.105	0.377	0.120	0.559	0.178	0.639	0.203
37	0.330	0.105	0.380	0.121	0.563	0.179	0.645	0.205
38	0.333	0.106	0.384	0.122	0.565	0.180	0.650	0.207
39	0.335	0.107	0.386	0.123	0.568	0.181	0.655	0.209

No. at Teeth	Load at Tips				Load Near Middle			
	14,5 deg FD		20 deg FD		14,5 deg FD		20 deg FD	
	Y	y	Y	y	Y	y	Y	y
40	0.336	0.107	0.389	0.124	0.570	0.182	0.658	0.210
43	0.339	0.108	0.397	0.126	0.574	0.183	0.668	0.212
45	0.340	0.108	0.399	0.127	0.579	0.184	0.678	0.214
50	0.346	0.110	0.408	0.130	0.588	0.187	0.694	0.221
55	0.352	0.112	0.415	0.132	0.596	0.190	0.704	0.224
60	0.355	0.113	0.421	0.134	0.603	0.192	0.713	0.227

(Deutschman A: 1983 : 548-550)

Lampiran 16. Tegangan ijin material roda gigi pada persamaan Faktor-bentuk Lewis

Material	S, ksi	BHN
Gray cast iron		
ASTM 25	8	174
ASTM 35	12	212
ASTM 50	15	223
Cast steel (low carbon)		
0,2% C _{eq} not heat treated	20	180
0,2% C _{eq} WQT	25	250
Forged carbon steel		
SAE 1020 case hardened and WQT	18	156
SAE 1030 not heat treated	20	180
SAE 1035 not heat treated	23	190
SAE 1040 not heat treated	25	202
SAE 1045 not heat treated	30	215
SAE 1045 hardened by WQT	32	205
SAE 1050 hardened by WQT	35	223
Alloy Steels		
SAE 2320 case hardened and WQT	50	225
SAE 2345 hardened by WQT	50	475
SAE 3115 case hardened and WQT	37	212
SAE 3145 hardened by WQT	53	475
SAE 3245 hardened by WQT	65	475
SAE 4340 hardened by WQT	65	475
SAE 4640 hardened by WQT	55	475
SAE 6145 hardened by WQT	67,5	475
Copper base materials		
SAE 43 / ASTM B147-52,8A (Manganese Bronze)	20	100
SAE 62 / ASTM B143-52,1A (gun metal)	10	80
SAE 65 / ASTM B144-52,3C (Phosphor Bronze)	12	100
SAE 68 / ASTM B148-52,98 (Al Bronze, heat treated)	22	180
Nonmetals		
Bakelite, Micarta, Celeron	8	

(*Deutschman A: 1983 : 552*)

Lampiran 17. Faktor koreksi beban lebih, K_o

Power Source	Load on Driven Machine		
	Uniform	Moderate Shock	Heavy Shock
Uniform	1.00	1.25	1,75 or higher
Moderate Shock	1.25	1.50	2,00 or higher
Heavy Shock	1.50	1.75	2,25 or higher

(Deuschman A: 1983 : 555)

Lampiran 18. Faktor koreksi distribusi beban, K_m

Conditin of Support	Face Width (b)							
	2 in face and under		6 in face		9 in face		16 in Face and under	
	Spur	Helical	Spur	Helical	Spur	Helical	Spur	Helical
Accurate mounting, low bearing clearance minimum elastic deflection precision gear	1.3	1.2	1.4	1.3	1.5	1.4	1.8	1.7
Less rigid mountings, less accurate gears, contact across full face	1.6	1.5	1.7	1.6	1.8	1.7	2.0	2.0
Accuracy and mounting such that less full face contact exists	Over 2,0							

(Deutschman.A: 1983 : 555)

Lampiran 19. Tegangan ijin material, S_{at} (Spur, Helical, Herringbone, and Bevel Gear Teeth)

Material	Heat Treatment	Min Material Hardness or Min Tensile Strength	S_{at} , kpsi	
			Spur, Helical, Herringbone	Bevel
Steel	Normalized	140 BHN	19 - 25	11
	Quenched and tempered	180 BHN	25 - 33	14
	Quenched and tempered	300 BHN	36 - 47	19
	Quenched and tempered	450 BHN	44 - 59	25
	Case carburized	55 Rc	55 - 65	27,5
	Case carburized	60 Rc	60 - 70	30
	Introduction or flame Hardened, hardness Pattern A of footnote 1 Hardness Pattern of footnote 1	54 Rc 54 Rc at Hardness surface	45 - 55 * 22	13,5
	Nitrided AISI 4140	53 Rc case ** 300 BHN core	37 - 42 *	20
Cast Iron				
AGMA Grade 20			5	2,7
AGMA Grade 30		175 BHN	8,5	4,6
AGMA Grade 40		200 BHN	13	7
Nodular Iron				
ASTM Grade 60-40-18	Annealed		15	8
ASTM Grade 80-55-06			20	11
ASTM Grade 100-70-03	Normalized		26	14
ASTM Grade 120-90-02	Quenched and tempered		30	18,5
Brze				
AGMA 2c (10%-12% Tin)		40 kpsi	5,7	3
Aluminium Bronze				
ASTM B-148-52 Alloy 9C-ILT.		90 kpsi	23,6	12

Lampiran 20. Faktor umur, K_L

Number of Cycles	Spur, Helical and				Bevel Gear
	160 BHN	250 BHN	450 BHN	Case Carbuzied	Case Carbuzied
Up to 1000	1.6	2.4	3.4	2.7	4.6
10,000	1.4	1.9	2.4	2.0	
100,000	1.2	1.4	1.7	1.5	2.1
1 million	1.1	1.1	1.2	1.1	1.4
10 million	1.0	1.0	1.0	1.0	1.0
100 million and over	1 - 0,8	1 - 0,8	1-0,8	1 - 0,8	1.0

(*Deutschnan.A: 1983 : 561*)

Lampiran 21. Faktor beban pemakai (K) dan Ketahanan permukaan ijin (S_e atau $|\sigma_e|$)

Material in Pinion and Gear	Surface Endurance Limit, S_e , psi	K		
		$\phi = 14\frac{1}{2}$ deg.	$\phi = 20$ deg.	$\phi = 25$ deg.
Both gear steel, with average brinell hardness number of pinion and gear				
150	50.000	30	41	51
170	60.000	43	58	72
200	70.000	58	79	98
225	80.000	76	103	127
250	90.000	96	131	162
275	100.000	119	162	200
300	110.000	144	196	242
325	120.000	171	233	288
350	130.000	196	270	333
375	140.000	233	318	384
400	150.000	268	366	453
Steel (BHN 150) abd cast iron	50.000	44	60	74
Steel (BHN 200) and cast iron	70.000	87	119	147
Steel (BHN 250) and cast iron	90.000	244	196	242
Steel (BHN 150) and phosphor bronze	59.000	46	62	77
Steel (BHN 200) and phosphor bronze	56.000	73	100	123
Steel (BHN 250) and phosphor bronze	85.000	135	184	228
Cast iron and cast iron	90.000	193	264	327
Cast iron and phosphor bronze	83.000	170	234	288

Sumber : AGMA

Lampiran 22. Faktor distribusi beban untuk spur, helical dan herringbone gear, C_m

Ratio of b/d	Contact	C_m
1.0 or less	95 % face width contact obtained at one-third torque	1.4 at 1/3 torque
	95 % face width contact obtained at full torque	1.1 at full torque
	75 % face width contact obtained at one-third torque	1.8 at 1/3 torque
	95 % face width contact obtained at fulltorque	1.3 at full torque
	35 % face width contact obtained at one-third torque	2.5 at 1/3 torque
	95 % face width contact obtained at fulltorque	1.9 at full torque
	20 % face width contact obtained at one-third torque	4.0 at 1/3 torque
	95 % face width contact obtained at fulltorque	2.5 at full torque
	Teeth are crowned 20 % face width contact obtained at one-third torque 95 % face width contact obtained at fulltorque	2.5 at 1/3 torque 1.7 at full torque
Over 1 but less than 2	Calculated combined twist and bending of pinion not over 0.001" over entire face Pinion not over 250 BHN Hardness 75 % contact obtained at one-third torque 95 % contact obtained at full torque	2.0 at 1/3 torque 1.4 at full torque
	Calculated combined twist and bending of pinion not over 0.0007" over entire face Pinion not over 350 BHN Hardness 75 % contact obtained at one-third torque 95 % contact obtained at full torque	2.0 at 1/3 torque 1.4 at full torque
	75 % contact obtained at one-third torque 95 % contact obtained at full torque	4.0 at 1/3 torque 3.0 at full torque
	Twist and bending exceeds 0.001" over entire face	Calculated effects of deflection and either adjust helix angle to compensate for deflection or increase C_m to allow for both alignment errors and deflection

Sourced AGMA

Lampiran 23. Tegangan kontak yang diijinkan, S_{ac}

Material	Surface Hardness min.	S_{ac} psi.
Steel	Through hardened	
	180 Bhn	85-95.000
	240 Bhn	105-115.000
	300 Bhn	120-135.000
	360 Bhn	145-160.000
	440 Bhn	170-190.000
	Case carburized	
	55 Rc	180-200.000
	60 Rc	200-225.000
	Flame or inductin hardened	
	50 Rc	170-190.000
Cast iron		
AGMA grade 20		50-60.000
AGMA grade 30	175 Bhn	65-75.000
AGMA grade 40	200 Bhn	75-85.000
Nodular iron		90-100% of the
Annealed	165 Bhn	S_{ac} value of
Normalized	210 Bhn	steel with the
Oil quench & Temper	255 Bhn	same hardness
Bronze	UTS min, psi	S_{ac} , psi
Tin Bronze AGMA 2C (10 - 12% Tin)	40.000.	30.000.
Al-Bronze ASTM B 148-52 (Alloy 9C-H.T)	90.000.	60.000.

Souece : AGMA

Lampiran 24. Pemilihan Pasak

Shaft Diameter	Width and Thickness of Key, $W \times S$	Bottom of Key, seat to Opposite side of Shaft, S	Shaft Diameter	Width and Thickness of Key, $W \times S$	Bottom of Key, seat to Opposite Side of Shaft, S	Shaft Diameter	Width and Thickness of Key, $W \times S$	Bottom of Key, seat to Opposite side of Shaft, S	Shaft Diameter	Width and Thickness of Key, $W \times S$	Bottom of Key, seat to Opposite Side of Shaft, S
$\frac{1}{2}$	$\frac{1}{8}$	0.430	$\frac{1}{16}$	$\frac{3}{8}$	1.225	$\frac{3}{8}$	$\frac{5}{8}$	2.021	$\frac{3}{8}$	1	3.309
$\frac{9}{16}$	$\frac{1}{4}$	0.493	$\frac{1}{8}$	$\frac{3}{8}$	1.289	$\frac{7}{16}$	$\frac{5}{8}$	2.084	$\frac{15}{16}$	1	3.373
$\frac{5}{8}$	$\frac{3}{16}$	0.517	$\frac{9}{16}$	$\frac{3}{8}$	1.352	$\frac{1}{2}$	$\frac{5}{8}$	2.148	4	1	3.437
$\frac{11}{16}$	$\frac{3}{16}$	0.581	$\frac{5}{8}$	$\frac{3}{8}$	1.416	$\frac{5}{8}$	$\frac{5}{8}$	2.275	$\frac{1}{4}$	1	3.690
$\frac{3}{4}$	$\frac{3}{16}$	0.644	$\frac{11}{16}$	$\frac{3}{8}$	1.479	$\frac{3}{4}$	$\frac{5}{8}$	2.402	$\frac{7}{16}$	1	3.881
$\frac{13}{16}$	$\frac{3}{16}$	0.708	$\frac{3}{4}$	$\frac{3}{8}$	1.542	$\frac{7}{8}$	$\frac{3}{4}$	2.450	$\frac{1}{2}$	1	3.944
$\frac{7}{8}$	$\frac{3}{16}$	0.771	$\frac{13}{16}$	$\frac{1}{2}$	1.527	$\frac{15}{16}$	$\frac{3}{4}$	2.514	$\frac{3}{4}$	$\frac{1}{4}$	4.042
$\frac{15}{16}$	$\frac{1}{4}$	0.796	$\frac{7}{8}$	$\frac{1}{2}$	1.591	3	$\frac{3}{4}$	2.577	$\frac{15}{16}$	$\frac{1}{4}$	4.232
1	$\frac{1}{4}$	0.859	$\frac{15}{16}$	$\frac{1}{2}$	1.655	$\frac{1}{8}$	$\frac{3}{4}$	2.704	5	$\frac{1}{4}$	4.296
$1\frac{1}{16}$	$\frac{1}{4}$	0.923	2	$\frac{1}{2}$	1.718	$\frac{1}{4}$	$\frac{3}{4}$	2.831	$\frac{5}{4}$	$\frac{1}{4}$	4.550
$1\frac{1}{8}$	$\frac{1}{4}$	0.956	$2\frac{1}{16}$	$\frac{1}{2}$	1.782	$\frac{3}{8}$	$\frac{7}{8}$	2.880	$\frac{7}{16}$	$\frac{1}{4}$	4.740
$1\frac{3}{16}$	$\frac{1}{4}$	1.049	$2\frac{1}{8}$	$\frac{1}{2}$	1.845	$\frac{7}{16}$	$\frac{7}{8}$	2.944	$\frac{5}{2}$	$\frac{1}{4}$	4.803
$1\frac{1}{4}$	$\frac{1}{4}$	1.112	$2\frac{3}{16}$	$\frac{1}{2}$	1.909	$\frac{1}{2}$	$\frac{7}{8}$	3.007	$\frac{3}{4}$	$\frac{1}{2}$	4.900
$1\frac{5}{16}$	$\frac{5}{16}$	1.137	$2\frac{1}{4}$	$\frac{1}{2}$	1.972	$\frac{5}{8}$	$\frac{7}{8}$	3.140	$\frac{15}{16}$	$\frac{1}{2}$	5.091
$1\frac{3}{8}$	$\frac{5}{16}$	1.201	$2\frac{5}{16}$	$\frac{5}{8}$	1.957	$\frac{3}{4}$	$\frac{7}{8}$	3.261	6	$\frac{1}{2}$	5.155

SOURCE: ASME: ANSI Standard B17.1-1967.

*Tolerance on W is -0.0010 in. for shafts $\frac{1}{16}$ to $\frac{1}{4}$ in., inclusive; -0.0025 in. for shafts $\frac{1}{8}$ to $\frac{3}{4}$ in., inclusive; -0.0030 in. for shafts $\frac{3}{8}$ to 6 in., inclusive.

Lampiran 25. Standart Dimensi pada Bearing

Standar dimensions and load rating of Radial Rolling Bearing
(Co = basic static load ,lb ; C = basic dynamic load rating, lb)

Dimension Series 03														
Bearing Bore, d mm	Outside Dia. D mm	Max Fillet Radius in	Width		Self aligning Ball Bearing		Single Row Deep Groove Ball Bearing		Angular Contact Sleep angle Ball Bearing		Cylindrical Roller Bearing		Spherical Roller Bearing	
			B mm	mm	Co	C	Co	C	Co	C	Co	C		
4	16	0,012	5											
5	19	0,012	6											
6														
7														
8														
9														
10	35	0,024	11				845	1400						
12	37	0,039	12	530	1630	1040	1680							
15	42	0,039	13	590	1650	1220	1960							
17	47	0,039	14	820	2170	1470	2340							
20	52	0,039	15	900	2150	1750	2750	1920	3000					
25	62	0,039	17	1350	3110	2390	3660	2870	4220	2870	5130	6000	6700	
30	72	0,039	19	1740	3700	3340	4850	3840	5370	3940	6760	8500	9500	
35	80	0,059	21	2210	4350	4020	5750	4620	6340	5370	8830	9800	10800	
40	90	0,059	23	2740	5110	5020	7040	5770	7740	6340	10300	12900	13700	
45	100	0,059	25	3580	6600	6730	9120	7730	10100	9030	14200	17300	17900	
50	110	0,079	27	3530	7510	8010	10700	9200	11800	11100	17000	18300	19300	

Sumber : Deuschman, 1975

Lampiran 26. Nilai faktor X dan Y pada *Bearing*

Bearing type		Inner ring		Single row		Double row				e
		Rotating	Stationary	$F_a/VF_r > e$		$F_a/VF_r \leq e$		$F_a/VF_r > e$		
Deep groove ball bearing	F_a/C_0	V	V	X	Y	X	Y	X	Y	
	.014	1	1.2	0.56	2.30	1	0	0.56	2.30	.19
	.028				1.99				1.99	.22
	.056				1.71				1.71	.26
	.084				1.55				1.55	.28
	.11				1.45				1.45	.3
	.17				1.31				1.31	.34
	.28				1.15				1.15	.38
	.42				1.04				1.04	.42
.56				1.00				1.00	.44	
Angular contact ball bearing	20	1	1.2	.43	1.0	1	1.09	.70	1.63	.57
	25			.41	.87		.92	.67	1.44	.68
	30			.39	.76		.78	.63	1.24	.80
	35			.37	.66		.66	.60	1.07	.95
	40			.35	.57		.55	.57	.93	1.14
Self aligning ball bearing		1	1	.4	.4 $\cot\alpha$	1	.42 $\cot\alpha$.65	.65 $\cot\alpha$	1.5 $\tan\alpha$

Sumber : Deutschman, 1975

Lampiran 27. Service Factor Bearing

<i>No</i>	<i>Type of service</i>	<i>Multiply calculated load by following factors</i>	
		<i>Ball Bearing</i>	<i>Roller Bearing</i>
<i>1</i>	<i>Uniform and steady load</i>	<i>1,0</i>	<i>1,0</i>
<i>2</i>	<i>Light shock load</i>	<i>1,5</i>	<i>1,0</i>
<i>3</i>	<i>Moderate shock load</i>	<i>2,0</i>	<i>1,3</i>
<i>4</i>	<i>Heavy shock load</i>	<i>2,5</i>	<i>1,7</i>
<i>5</i>	<i>Extreme and indefinite shock load</i>	<i>3,0</i>	<i>2,0</i>

BIODATA PENULIS



Penulis bernama lengkap Aliffian Bintang Priyanga lahir di Surabaya, 14 November 1996 merupakan anak pertama dari empat bersaudara pasangan Bpk Mualim dan Ibu Eli Idayanti yang beralamat di Banjar Anyar rt 12 rw 02, Taman, Sidoarjo. Pendidikan formal pertama adalah MI Darussalam Sidoarjo, SMPN 3 Krian, SMA Wachid Hasyim 2 Taman. Setelah lulus, Penulis diterima di jurusan D3 Teknik Mesin Kerjasama ITS-DISNAKERTRANSDUK provinsi Jawa Timur dengan nomor registrasi pokok (NRP) 2114039024.

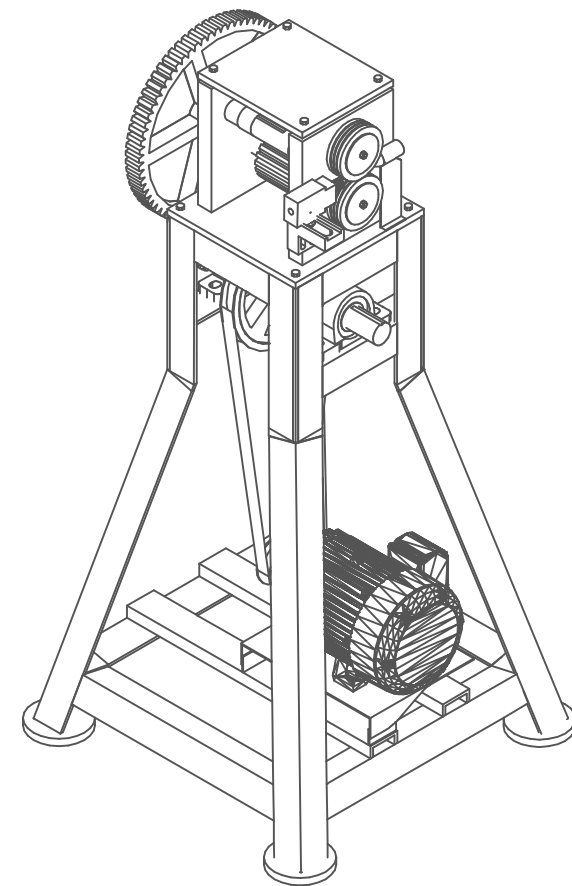
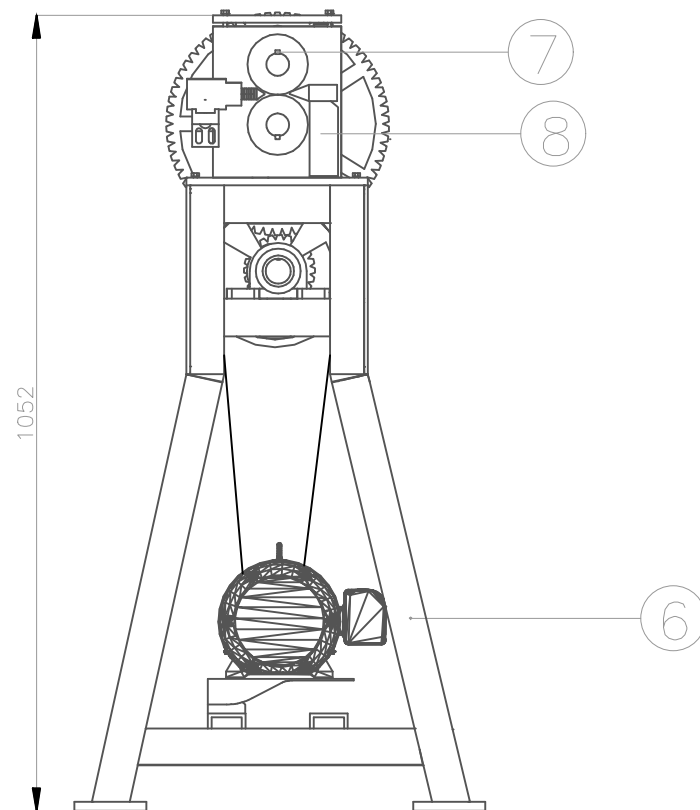
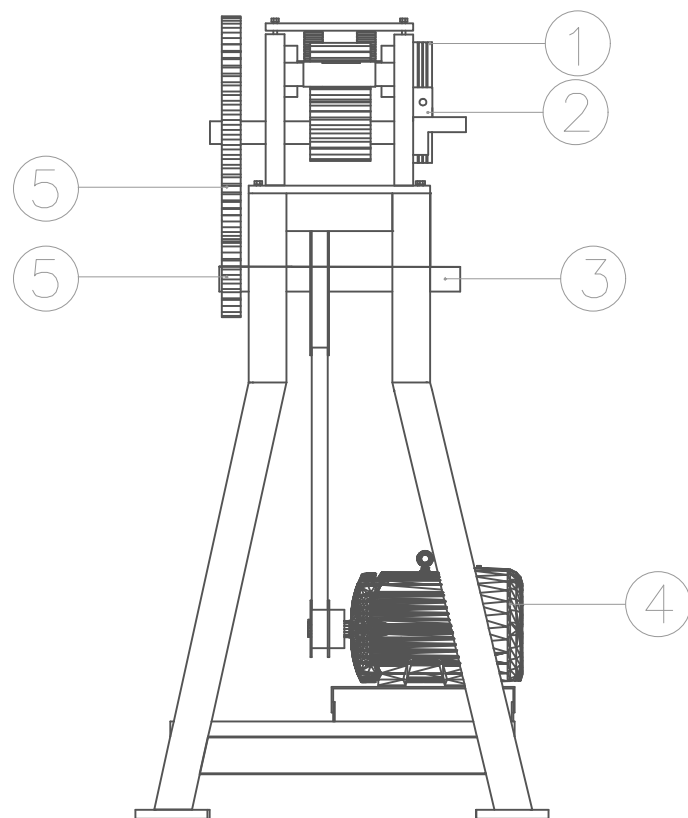
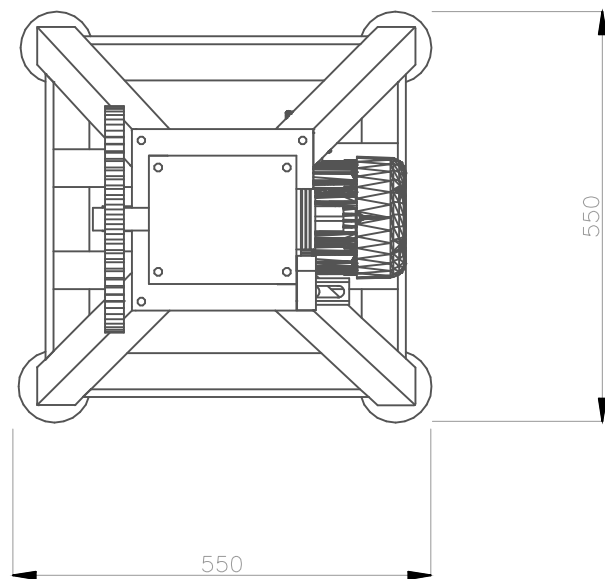
Selama perkuliahan penulis melakukan beberapa kegiatan di internal ITS seperti menjadi menjadi Tim Kawal PKM ITS 2014, *organizing commite* Gerigi ITS 2015, menjadi staff departemen riset dan teknologi FORKOM M3NER-ITS periode 2015-2016, menjadi Ketua Departemen Riset dan Teknologi FORKOM M3NER-ITS periode 2016-2017, mengikuti kegiatan ESQ dari ITS, mengikuti pelatihan Fisik, Mental, Disiplin (FMD) di Puslatpur Purboyo, Gerigi ITS 2014, mengikuti kegiatan pelatihan LKMM-Pra TD Fakultas Teknologi Industri.

BIODATA PENULIS



Penulis bernama lengkap Lolita Laraswati lahir di Magelang, 12 September 1996 merupakan anak pertama dari tiga bersaudara pasangan bapak Abdul Malik Syukri dan Ibu Susiati Munkharofah yang beralamat di Jalan KRT.Widyodiningrat no.11A, Jakarta Timur. Pendidikan formal pertama adalah SDN Kartika Putra I, SMP Muhammadiyah 8 Jakarta, SMAN 36 Jakarta. Setelah lulus, Penulis diterima di jurusan D3 Teknik Mesin Kerjasama ITS-DISNAKERTRANSDUK provinsi Jawa Timur dengan nomor registrasi pokok (NRP) 2114039035.

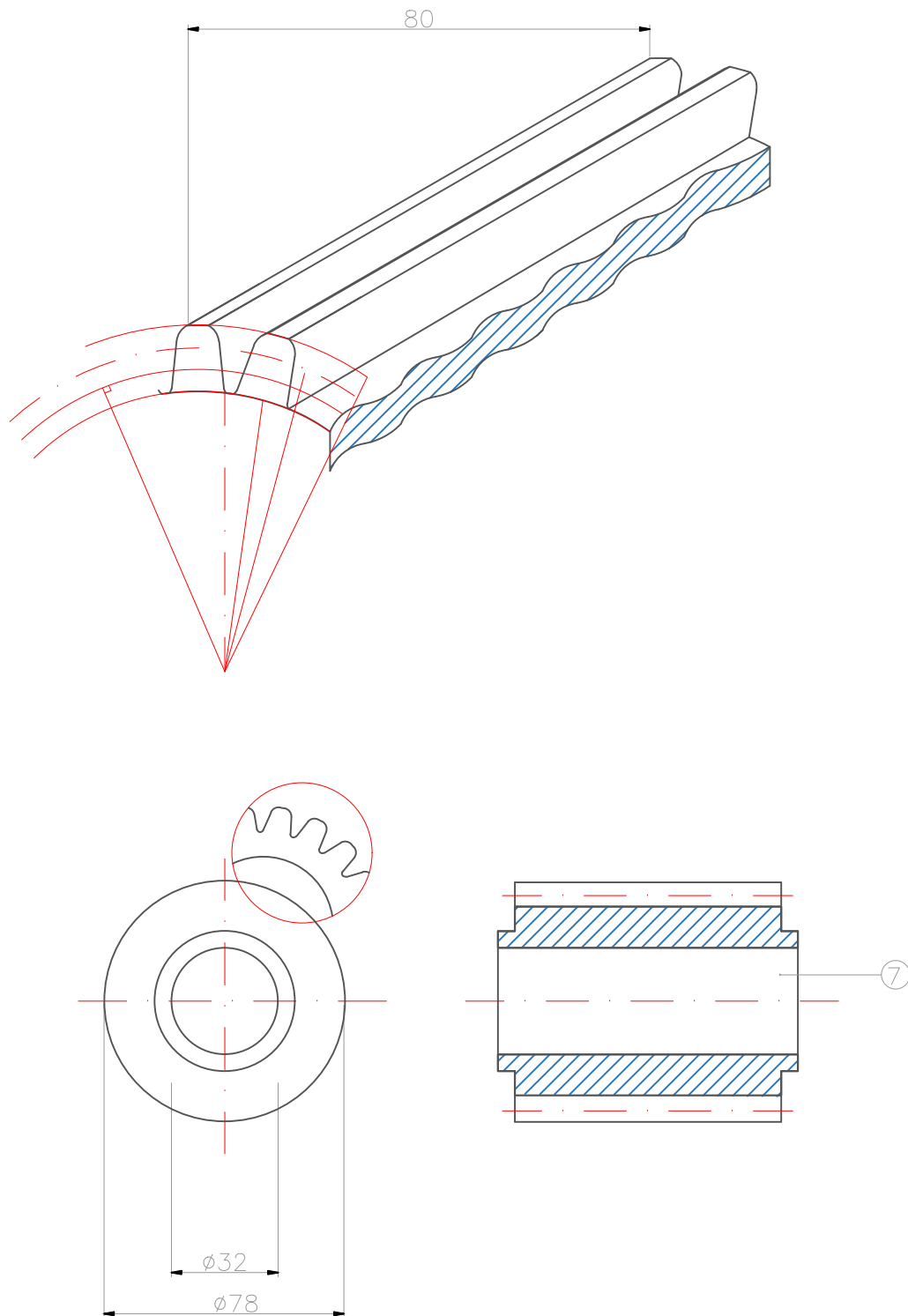
Selama perkuliahan penulis melakukan beberapa kegiatan di internal ITS seperti menjadi menjadi staff Dagri FORKOM M3NER ITS periode 2015-201, menjadi staff departemen riset dan teknologi FORKOM M3NER-ITS periode 2016-2017, mengikuti kegiatan ESQ dari ITS, mengikuti pelatihan Fisik, Mental, Disiplin (FMD) di Puslatpur Purboyo, Gerigi ITS 2014, mengikuti kegiatan pelatihan LKMM-Pra TD Fakultas Teknologi Industri, dan mengikuti komunitas Teknokrat Muda Indonesia.



NO	NAMA BAGIAN	JUMLAH	BAHAN	CATATAN
1	ROLL PENDORONG	BAJA SLD	2	SEBAGAI PENDORONG KAWAT PEGAS LURUS KE CETAKAN
2	CETAKAN	BAJA SLD	1	SEBAGAI RUMAH DARI ISI CETAKAN
3	POROS	ST45	3	MENERUSKAN TENAGA BERSAMA-SAMA DENGAN PUTARAN
4	MOTOR		1	DAYA 1 HP
5	SPUR GEAR	BESI MS	2	SEBAGAI PENERUS PUTARAN DARI SPUR GEAR
6	RANGKA		1	SEBAGAI TEMPAT TRANSMISI KESELURUHAN
7	PASAK	ST40	4	SEBAGAI PENGUNCI YANG TERHUBUNG DENGAN POROS
8	LOCATOR	BAJA	1	SEBAGAI PENGARAH

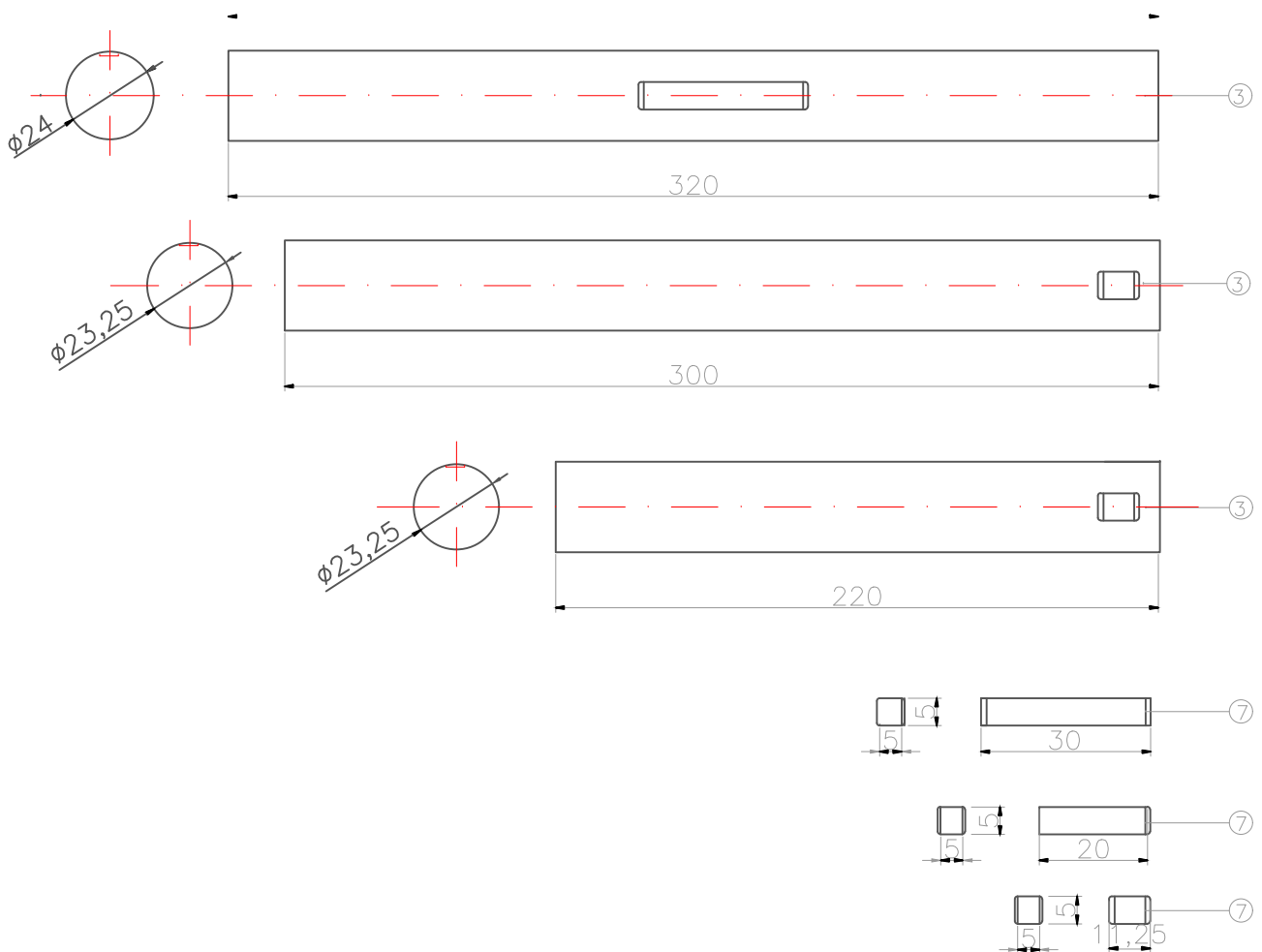
	SKALA : 1:10	DIGAMBAR : ALIFFIAN B.P. & LOLITA L	KETERANGAN :	
	SATUAN UKUR : mm	NRP : 2114039024 & 2114039035		
	TANGGAL : 18-07-17	DIPERIKSA : Ir. SUHARIYANTO, MT		
D3 TEKNIK MESIN PRODUKSI ITS – DISNAKERTRANSDUK	RANCANG BANGUN MESIN PEMBENTUK KAWAT PEGAS LURUS MENJADI KAWAT PEGAS SPIRAL		N0.01	A3

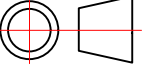
NO	NAMA BAGIAN	BAHAN	JUMLAH	CATATAN
5	SPUR GEAR $\phi 78$	BESI MS	2	SEBAGAI PENERUS PUTARAN DARI SPUR GEAR $\phi 78$



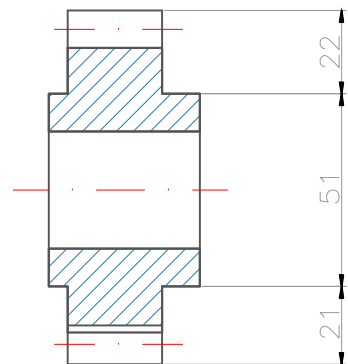
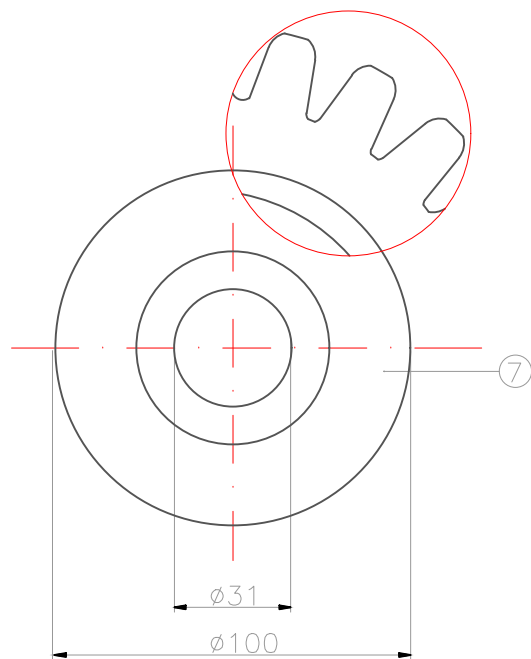
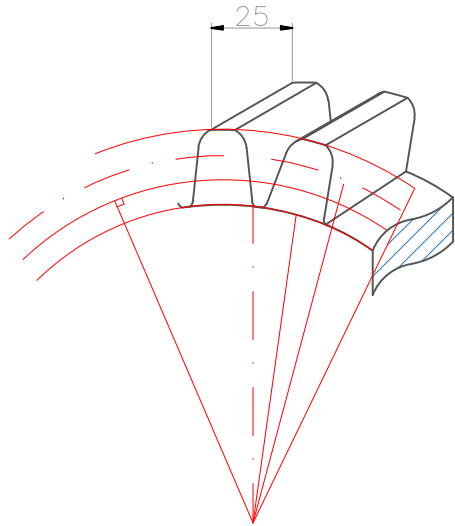
	SKALA : 1:2	DIGAMBAR : ALIFFIAN B.P. & LOLITA L	KETERANGAN :	
	SATUAN UKUR : mm	NRP : 2114039024 & 2114039035		
	TANGGAL : 18-07-17	DIPERIKSA : Ir. SUHARIYANTO, MT		
D3 TEKNIK MESIN PRODUKSI ITS – DISNAKERTRANSDUK	SPUR GEAR $\phi 78$		N0.04	A4

NO	NAMA BAGIAN	BAHAN	JUMLAH	CATATAN
3	POROS	ST45	3	MENERUSKAN TENAGA BERSAMA-SAMA DENGAN PUTARAN
7	PASAK	ST40	4	SEBAGAI PENGUNCI YANG TERHUBUNG DENGAN POROS



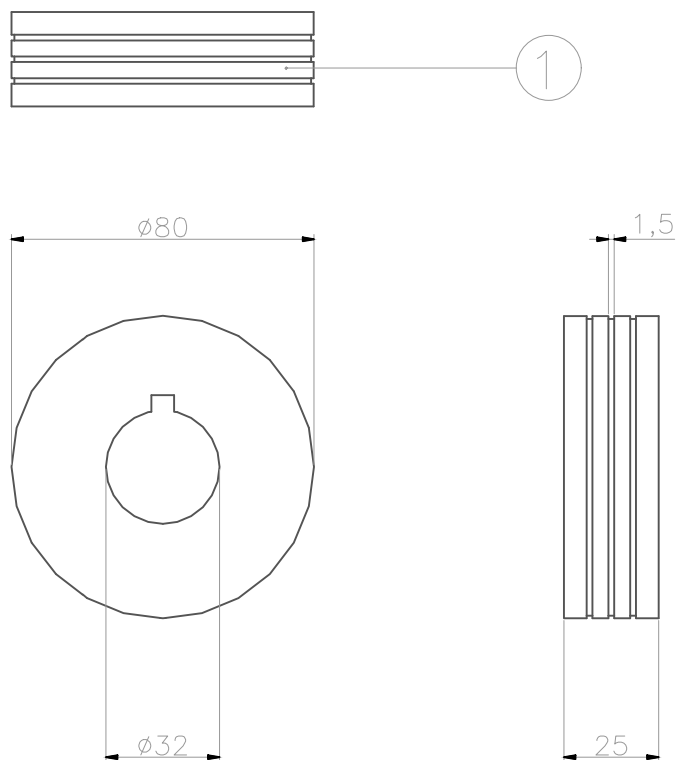
	SKALA : 1:2	DIGAMBAR : ALIFFIAN B.P. & LOLITA L	KETERANGAN :	
	SATUAN UKUR : mm	NRP : 2114039024 & 2114039035		
	TANGGAL : 18-07-17	DIPERIKSA : Ir. SUHARIYANTO, MT		
D3 TEKNIK MESIN PRODUKSI ITS - DISNAKERTRANSDUK	POROS DAN PASAK		N0.07	A4

NO	NAMA BAGIAN	BAHAN	JUMLAH	CATATAN
5	SPUR GEAR $\phi 100$	BESI MS	1	SEBAGAI PENERUS PUTARAN DARI SPUR GEAR $\phi 100$



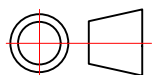
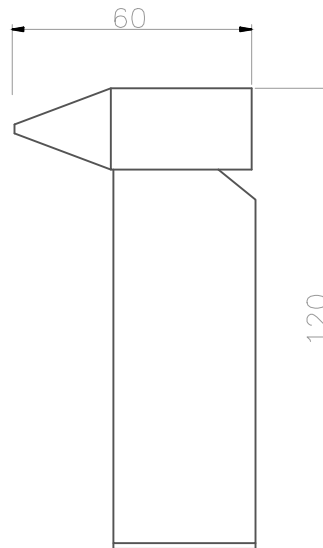
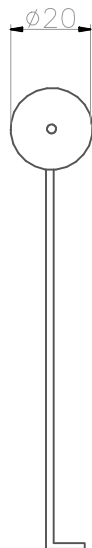
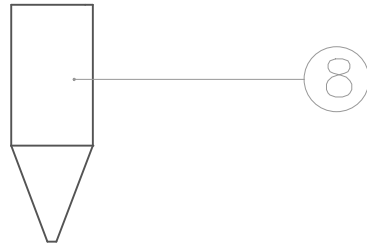
	SKALA : 1:2	DIGAMBAR : ALIFFIAN B.P. & LOLITA L	KETERANGAN :	
	SATUAN UKUR : mm	NRP : 2114039024 & 2114039035		
	TANGGAL : 18-07-17	DIPERIKSA : Ir. SUHARIYANTO, MT		
D3 TEKNIK MESIN PRODUKSI ITS – DISNAKERTRANSDUK	SPUR GEAR $\phi 100$		N0.05	A4

NO	NAMA BAGIAN	BAHAN	JUMLAH	CATATAN
1	ROLL PENDORONG	BAJA SLD	2	SEBAGAI PENDORONG KAWAT PEGAS LURUS KE CETAKAN



	SKALA : 1:2	DIGAMBAR : ALIFFIAN B.P. & LOLITA L	KETERANGAN :	
	SATUAN UKUR : mm	NRP : 2114039024 & 2114039035		
	TANGGAL : 18-07-17	DIPERIKSA : Ir. SUHARIYANTO, MT		
D3 TEKNIK MESIN PRODUKSI ITS – DISNAKERTRANSDUK	ROLL PENDORONG		N0.06	A4

NO	NAMA BAGIAN	BAHAN	JUMLAH	CATATAN
8	LOCATOR	BAJA	1	SEBAGAI PENGARAH



SKALA : 1:2

SATUAN UKUR : mm

TANGGAL : 18-07-17

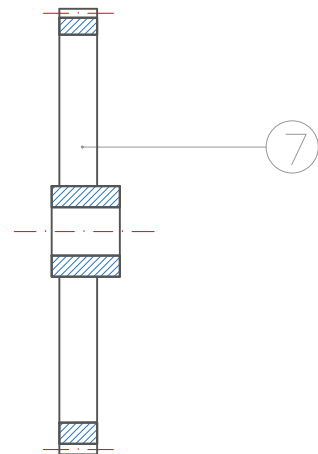
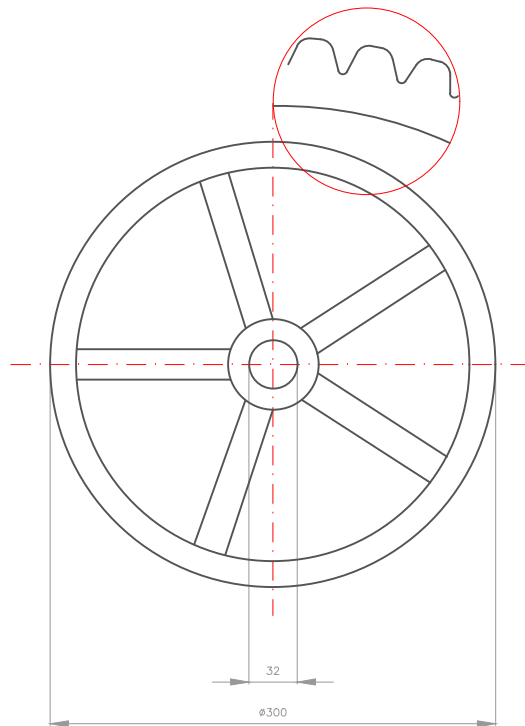
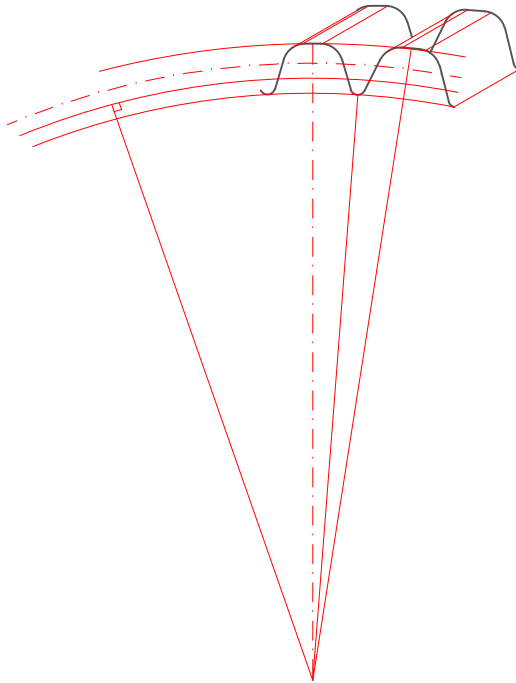
DIGAMBAR : ALIFFIAN B.P. & LOLITA L

NRP : 2114039024 & 2114039035

DIPERIKSA : Ir. SUHARIYANTO, MT

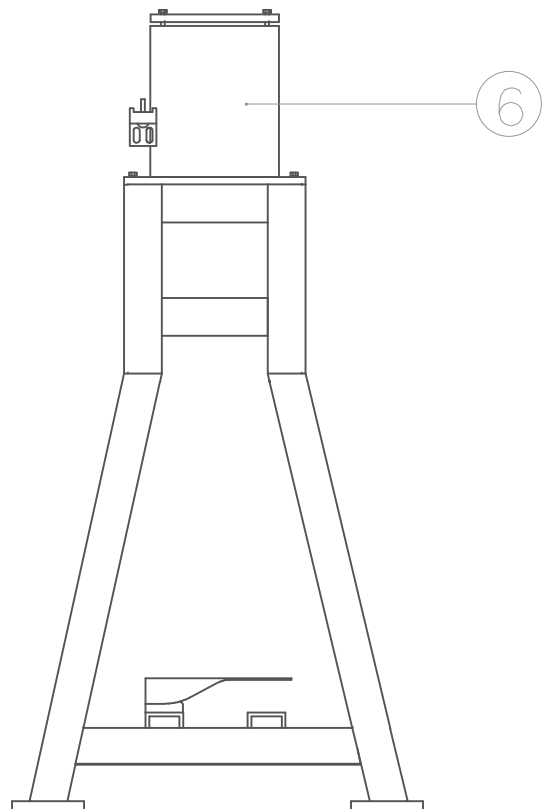
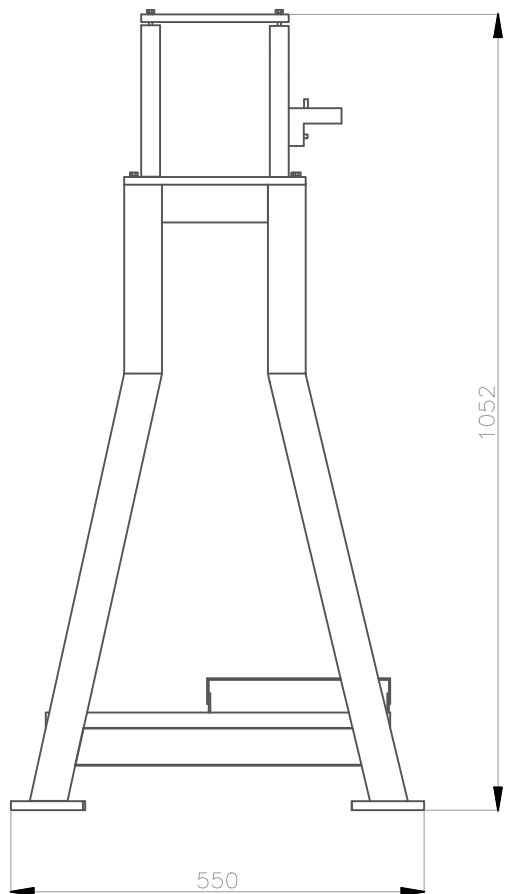
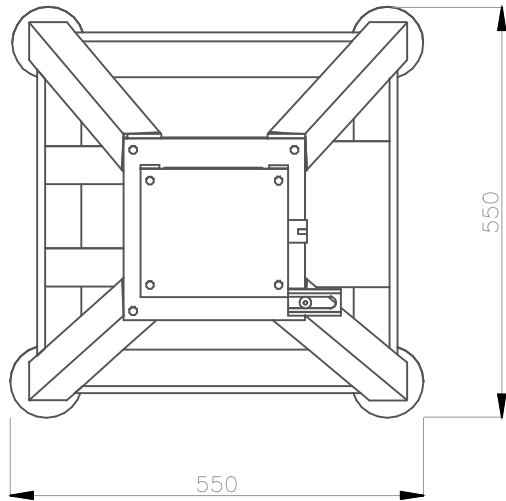
KETERANGAN :

NO	NAMA BAGIAN	BAHAN	JUMLAH	CATATAN
5	SPUR GEAR $\phi 300$	BESI MS	1	SEBAGAI PENERUS PUTARAN DARI SPUR GEAR $\phi 300$



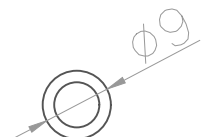
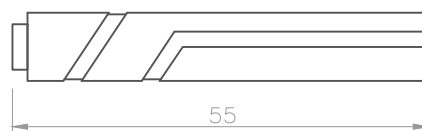
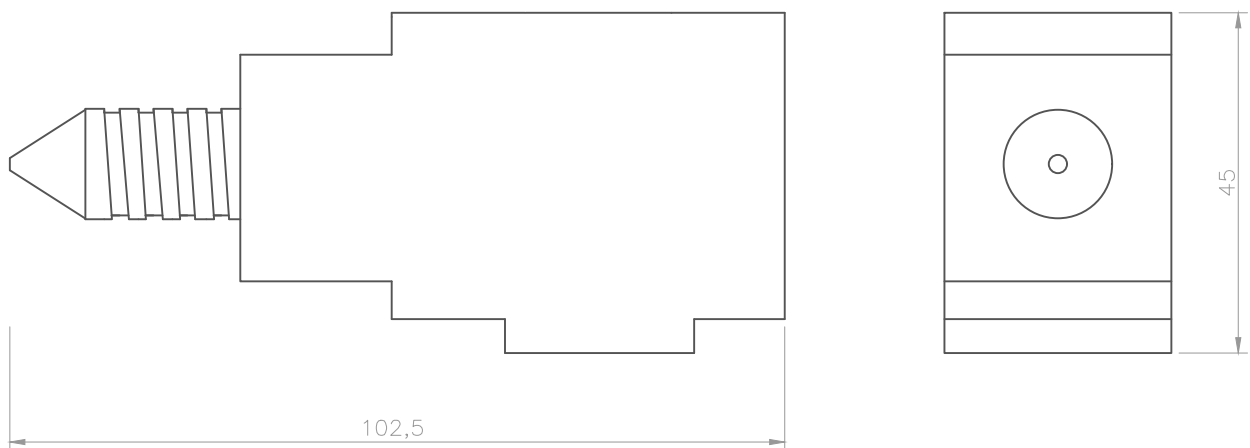
	SKALA : 1:5	DIGAMBAR : ALIFFIAN B.P. & LOLITA L	KETERANGAN :	
	SATUAN UKUR : mm	NRP : 2114039024 & 2114039035		
	TANGGAL : 18-07-17	DIPERIKSA : Ir. SUHARIYANTO, MT		
D3 TEKNIK MESIN PRODUKSI ITS – DISNAKERTRANSDUK	SPUR GEAR $\phi 300$		N0.03	A4

NO	NAMA BAGIAN	BAHAN	JUMLAH	CATATAN
6	RANGKA		1	SEBAGAI TEMPAT TRANSMISI KESELURUHAN



	SKALA : 1:10	DIGAMBAR : ALIFFIAN B.P. & LOLITA L	KETERANGAN :	
	SATUAN UKUR : mm	NRP : 2114039024 & 2114039035		
	TANGGAL : 18-07-17	DIPERIKSA : Ir. SUHARIYANTO, MT		
D3 TEKNIK MESIN PRODUKSI ITS – DISNAKERTRANSDUK	RANGKA		N0.08	A4

NO	NAMA BAGIAN	BAHAN	JUMLAH	CATATAN
2	CETAKAN	BAJA SLD	1	SEBAGAI RUMAH DARI ISI CETAKAN
	ISI CETAKAN	BAJA SLD	1	SEBAGAI PEMBENTUK KAWAT PEGAS LURUS MENJADI BENTUK SPIRAL



	SKALA : 1:1	DIGAMBAR : ALIFFIAN B.P. & LOLITA L	KETERANGAN :	
	SATUAN UKUR : mm	NRP : 2114039024 & 2114039035		
	TANGGAL : 18-07-17	DIPERIKSA : Ir. SUHARIYANTO, MT		
D3 TEKNIK MESIN PRODUKSI ITS – DISNAKERTRANSDUK	CETAKAN		N0.02	A4